

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Předhřev vzduchu spalovací turbíny u energetické centrály s akumulací elektřiny
(EC CAES) s kogenerační jednotkou

Gas turbine Air Preheater at the Ower Station with Electricity Storage (EC CAES)
with the Cogeneration Unit

Student:

Bc. Vojtěch Vavříčka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Vojtěch Vavříčka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Přehřev vzduchu spalovací turbíny u energetické centrály s akumulací elektřiny (EC CAES) s kogenerační jednotkou**
Gas Turbine Air Preheater at the Ower Station with Electricity Storage (EC CAES) with the Cogeneration Unit
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte přehřev vzduchu pro spalovací turbínu s využitím tepla odpadních spalín.

Rozsah práce:

1. Vypracujte řešení akumulace elektřiny.
2. Popište funkci EC CAES s KGJ.
3. Stanovte množství spalín potřebných pro přehřev vzduchu.
4. Proveďte tepelný výpočet přehřevu vzduchu.
5. Vypracujte P/I schéma přehřevu vzduchu a navrhněte regulaci přehřevu.
6. Vypracujte výpočtový projekt přehřevu vzduchu.

Seznam doporučené odborné literatury:

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, skriptu ČVUT Praha, 2002, ISBN 80-01-02591-8.
ON 07 0417 Tepelný výpočet parných kotlov, 1984.
Firemní literatura fy ORGREZ.
PV 2016-343 Trubkový ohřívák plynů uspořádaný z trubkových desek propojených komorami.
Vilimec, L.: Řízení a regulace energetických zařízení. Skriptu VŠB TU Ostrava, 2008.
ISBN 978-80-248-1853-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry

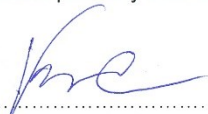


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ve Frýdku – Místku, dne 18.5.2018




Bc. Vojtěch Vavříčka

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu,
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Ve Frýdku – Místku : 18.5.2018



Bc. Vojtěch Vavříčka

Adresa trvalého pobytu diplomanta:
Mozartova 1779, Frýdek Místek, 738 01

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce, panu Ladislavu Vilimcovi, za cené rady a konzultace v průběhu psaní mé diplomové práce. Další velký dík patří Rostislavu Malému, za velkou toleranci v mém zaměstnání během letního semestru. V osobní rovině musím poděkovat mé přítelkyni za velkou trpělivost, ochotu a podporu a v neposlední řadě také rodičům za veškerou poskytnutou podporu po celou délku studia.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vavříčka, V. Přehřev vzduchu spalovací turbíny u energetické centrály s akumulací elektřiny (EC CAES) s kogenerační jednotkou: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem přehřevu vzduchu spalinové turbíny v systému akumulace el. energie (EC CAES). Práce zohledňuje jak stávající stav na poli akumulace elektrické energie a její možnosti, tak také návrh konkrétního řešení pro systém EC CAES, konkrétně návrh výměníku, jež ohřívá spalovací vzduch. Toto zařízení je součástí celku EC CAES a tedy v budoucnu jako možnosti pro velkokapacitní akumulaci elektrické energie. Veškeré výpočty jsou uvedeny v následujících kapitolách a grafické znázornění výměníku je ukázáno na výkresech.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Vavříčka, V. Gas Turbine Air Preheater at the Ower Station with Electricity Storage (EC CAES) with the Cogeneration unit: Master thesis. Ostrava: VŠB- Technical University of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, department of Energetics, 2018. Head of thesis: Vilimec, L.

This master thesis is dealing with design of preheating air of gas turbine in the system of electricity accumulation (EC CAES). The thesis takes into account current situation in the field of energy accumulation, it's options and design of particular solution for the EC CAES system, specifically design of heater exchanger, which heats up the combustion air. This exchanger is part of the whole system of EC CAES, therefore in future it shows up the options for high capacity energy storage. All of the calculations are shown in this thesis, same as the drawings, which are located in the attachments.

Obsah

Úvod	12
1. Akumulace elektřiny	13
1.1 Akumulátory tepelné	14
1.2 Elektrochemické akumulátory	14
1.2.1 Elektrochemické akumulátory na bázi olova	15
1.2.2 NiCd akumulátory	15
1.2.3 Lithium iontové akumulátory.....	17
1.3 Akumulátory mechanické	17
1.3.1 Přečerpávací vodní elektrárny	18
1.3.2 Setrvačníky	18
2. CAES	20
2.1 Princip CAES	20
2.2 CAES s využitím odpadního tepla spalín.....	21
2.3 EC CAES	22
2.4 Komerční projekty.....	24
2.4.1 CAES elektrárna Huntorf	24
2.4.2 CAES elektrárna McIntosh.....	25
2.4.3 AA CAES Adele.....	25
3. Návrh výměníku vzduchu	27
3.1 Stechiometrie spalování.....	28
3.2 Výkon výměníku	39
3.3 Měrná tepelná kapacita spalín.....	41
3.4 Návrh výměníku	47
3.5 Výpočet přestupů tepla.....	56
4. Návrh regulace předeřevu	70
5. Závěr.....	72

Seznam použitých zkratk

Značka	Název	Jednotka
A_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalin	[1]
B_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalin	[1]
C_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalin	[1]
C_l	Opravný koeficient	[1]
C_m	Opravný koeficient	[1]
C_t	Opravný koeficient	[1]
C_2H_6	koncentrace etanu v zemním plynu	[1]
C_3H_8	koncentrace propanu v zemním plynu	[1]
CH_4	koncentrace metanu v zemním plynu	[1]
D_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalin	[1]
E_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalin	[1]
M_{sp}^{340}	Skutečné množství spalin	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
M_{sp}^{562}	Skutečné množství spalin	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_{vz,real}$	průtok vzduchu uvnitř výměníku	$[kg \cdot s^{-1}]$
M_{vz}^{143}	Množství vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$M_{vz}^{399,5}$	Množství vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
O_{CO_2}	Objem spalin CO_2 ve spalinách	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
O_{H_2O}	Objem spalin H_2O ve spalinách	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
O_{N_2}	Objem spalin N_2 ve spalinách	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
O_{O_2}	Objem spalin O_2 ve spalinách	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

$O_{sp,real}$	Reálné množství spalin	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
$O_{sp,s}^v$	Objem skutečných spalin vlhkých	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
$O_{vz,min}^s$	Množství vzduchu suchého, teoretického	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
$O_{vz,real}$	Reálné množství spalovacího vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$O_{vz,s}^s$	Množství vzduchu skutečného suchého	$[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$
Pr_c	Prantlova konstanta spalin	[1]
Re_{sp}	Reynoldsovo číslo spalin	[1]
Re_{vz}	Reynoldsovo kritérium	[1]
S_{2sv}	Výhřevná plocha dvou svazků	$[m^2]$
$Sp o_{hmotnostní}$	Spotřeba zemního plynu	$[kg \cdot s^{-1}]$
$Sp o_{objemová}$	Objemová spotřeba zemního plynu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
S_{total}	Teplosměnná plocha výměníku	$[m^2]$
$S_{vn,tr}$	Vnitřní plocha trubky	$[m^2]$
S_{vz}	Průtočný průřez vzduchu	$[m^2]$
$T_{STŘ}$	Střední teplota spalin	[K]
$V_{vz,399,5}$	Objem vzduchu při skutečných podmínkách	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
c_p	Měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$
d_{vn}	Vnitřní průměr trubky	[m]
i_{vz143}	entalpie vzduchu při teplotě 143 °C	$[kJ \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$i_{vz399,5}$	entalpie vzduchu při teplotě 399,5 °C	$[kJ \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$l_{stěny}$	Tloušťka stěny trubky	[m]
n_{celk}	Celkový počet dvousvazkových kusů výměníku	[1]
$n_{tr,řada}$	Počet trubek v jedné řadě	[1]

p''	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu	[MPa]
$p''_{10^{\circ}\text{C}}$	parciální tlak pro 10°C	[MPa]
$p''_{20^{\circ}\text{C}}$	parciální tlak pro 20°C	[MPa]
p_c	celkový tlak	[MPa]
s_1	Rozteč trubek v příčném směru	[m]
s_2	Rozteč trubek v podélném směru	[m]
s_k	Šířka spalínového kanálu	[m]
t_{sp2}	Teplota spalin za výměníkem	[°C]
$t_{STŘ}$	Střední teplota spalin	[°C]
t_{sp1}	Teplota spalin před výměníkem	[°C]
t_{vz1}	teplota vzduchu na výstupu z výměníku	[°C]
t_{vz2}	teplota vzduchu na vstupu do výměníku	[°C]
v_{sk}	Výška spalínového kanálu	[m]
w_{sp}	Rychlost spalin	[m · s ⁻¹]
w_{vz}	Rychlost vzduchu ve výměníku	[m · s ⁻¹]
ΔT_V	Teplotní rozdíl	[°C]
ΔT_{log}	Teplotní logaritmický spád	[1]
ΔT_m	Teplotní rozdíl	[°C]
X_v	podíl vodní páry	[1]
α_{sp}	Součinitel přestupu tepla na straně spalin	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
α_{vz}	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
λ_c	Celková vodivost spalin	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]

ν_C	Celková viskozita spalin	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\rho_{C_2H_6}$	Hustota etanu	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
$\rho_{C_3H_8}$	Hustota propanu	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{CH_4}	Hustota metanu	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{CO_2}	Hustota CO ₂	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{H_2O}	Hustota H ₂ O	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{N_2}	Hustota N ₂	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{O_2}	Hustota O ₂	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{sp}	Hustota spalin	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{vz}	Hustota vzduchu	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
ρ_{zp}	Hustota zemního plynu	$[kg \cdot m_n^{-3}]$
σ_1	Příčná rozteč trubek	[1]
σ_2	Podélná rozteč trubek	[1]
σ_2'	Poměrná úhlopříčná rozteč	[1]
Pr	Prantlovo kritérium	[1]
Q	Výkon výměníku	[W]
d	Vnější průměr trubky	[m]
k	Součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
ψ	Koeficient	[1]
α	Přebytek spalovacího vzduchu	[1]
λ	Vodivost	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ξ	Koeficient zanášení	[1]
φ	relativní vlhkost vzduchu	[1]

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá návrhem výměnku vzduchu v systému EC CAES. Samotná technologie stlačeného vzduchu pro akumulaci elektrické energie vychází z již léta známé technologie, která se však neustále vyvíjí a upravuje, aby byla účinnost akumulace co nejvyšší.

Fakt, že je ve společnosti stále větší tlak na změnu energetické koncepce, tlačí na vývoj nových technologií akumulace energie.

Tento systém, je poměrně finančně náročný na investici, celkově jej postavit na zelené louce není finančně únosné. Jsou však firmy, které již mají konkrétní zázemí v podobě spalovacích turbín apod. a zde se může jevit tato investice velice zajímavá, především vezmeme-li v potaz postupné uzavírání klasických uhelných elektráren, jež fungují jako regulace v síti. Z tohoto pohledu vychází jasný trend zdražování silové elektřiny a především té špičkové, kterou může systém EC CAES dodávat.

Jelikož je systém EC CAES stále ve vývoji, je potřeba navrhnout jeho dílčí části v různých možnostech, abychom dostali co nejlepší přehled o tom, která varianta se jeví jako ta nejlepší.

1. Akumulace elektřiny

Akumulace elektřiny- pojem, který se v dnešní době skloňuje ve všech směrech a je v současnosti také největší výzvou naší generace se s tímto fenoménem vypořádat. Než však můžeme hodnotit aktuální stav, je třeba hodnotit fakta a to především z let předcházejících.

Potřeba akumulace elektrické energie v minulém století nebyla zdaleka tak velká, jako je tomu nyní. Celková spotřeba domácností a průmyslu byla nižší, v důsledku nižšího počtu obyvatel a nižší technologické vyspělosti lidstva. Elektrická síť byla dimenzována na potřeby tehdejší doby a vykrývání tří špičky. První nastává po šesté hodině ranní, kdy lidé vstávají do práce a kdy se ve firmách startují výrobní stroje. Následuje špička podvečerní či večerní, záleží na ročním období. Nárůst se vyskytuje díky spotřebě elektrické energie městské hromadné dopravy, svícení veřejného osvětlení apod. v souvislosti s lidmi vracejícími se z práce domů. Třetí a poslední je okolo půlnoci, ta je způsobena zapnutím ohřívačů vody, či akumulačních kamen.

Problém však nastává, jelikož ve 21. století zažíváme prudký nárůst obnovitelných zdrojů energie. Nastává zde paradox, jelikož celou evoluci se lidstvo snaží zbavit závislosti na vnějších podmínkách (zejména na počasí), ale nyní se naše energetická politika otáčí, díky tlaku na snížení emisí oxidu uhličitého v naší atmosféře. Proto se jeví jako alternativa obnovitelné zdroje energie, jako zdroj, neprodukující emise oxidu uhličitého.

Nastává však otázka, co dělat ve dnech kdy slunce nesvítí, kvůli počasí, či snad v zimě kdy je sluneční doba omezená. Co dělat ve dnech kdy nefouká vítr a větrné elektrárny stojí. Problém je však i v opačném případě, kdy vítr fouká hodně a to v době, kdy odběr je velice malý a ono slavné „poručíme větru dešti“ stále nějak nepřišlo. Řešením by měla být akumulace elektřiny. Na potřeby dnešní doby budeme uvažovat akumulaci ve velkém měřítku s kapacitou v řádech MWh.

Rozdělení akumulátorů

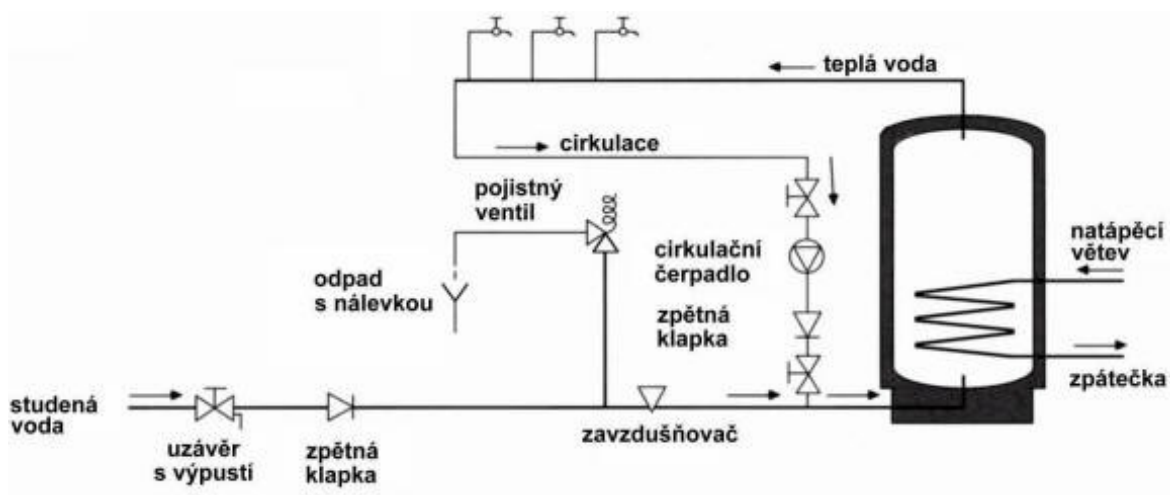
Druh a způsob akumulace volíme podle v závislosti na zadávacích podmínkách. Například pro vodní přečerpávací elektrárnu musíme mít vhodné přírodní dispozice. Akumulátory rozdělujeme podle principu technologie.

Akumulátory:

- Tepelné
- Elektrochemické
- Elektromagnetické
- Mechanické

1.1 Akumulátory tepelné

Tepelné akumulátory jsou ve velkém množství instalovány v rodinných domech, ve formě tepelného zásobníku. Nejčastěji používaným tepelným akumulátorem je bojler. Funguje na principu přenosu elektrické energie na tepelnou, nejčastějším médiem akumulace je voda. Důvody jsou především ekonomické, jelikož tento proces probíhá v noci, kdy je elektrická energie levnější.



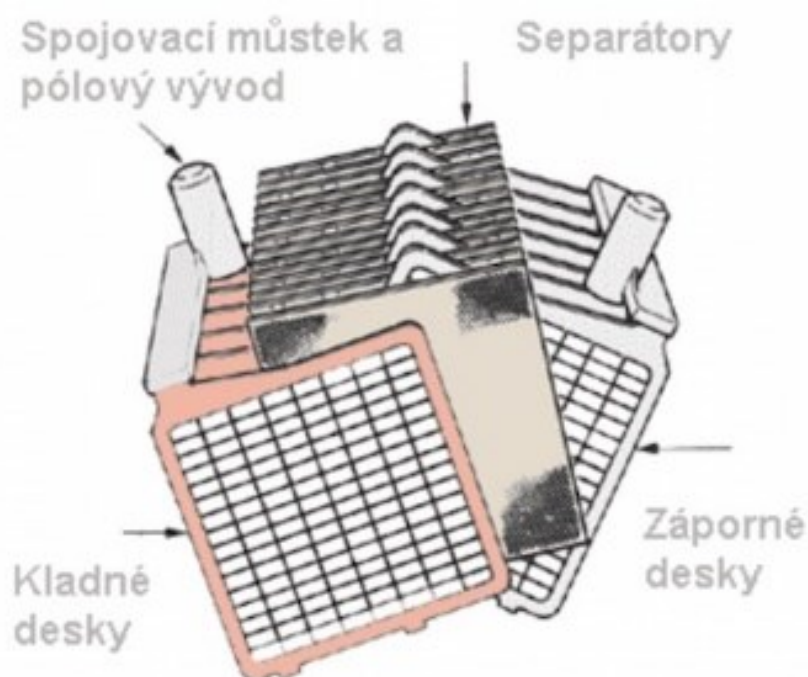
Obrázek a.1 - Schéma bojleru [4]

1.2 Elektrochemické akumulátory

Při akumulaci elektrochemickými akumulátory dochází k transformaci elektrické energie do energie chemické. Nejrozšířenějšími elektrochemickými akumulátory jsou akumulátory na bázi niklu, lithia a olova. Dále je můžeme také dělit na kyselé a alkalické.

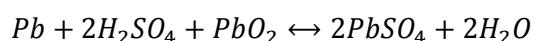
1.2.1 Elektrochemické akumulátory na bázi olova

Jedná se o velice starou technologii, jejíž princip je používán již přes 100 let. Základem těchto akumulátorů jsou desky a mřížky ze slitiny olova, které jsou odděleny od sebe tzv. separátorem, který je chemicky a elektricky neaktivní.



Obrázek. 1.2- Pb akumulátor [5]

Nabíjení, či vybíjení funguje na principu následující chemické reakce:

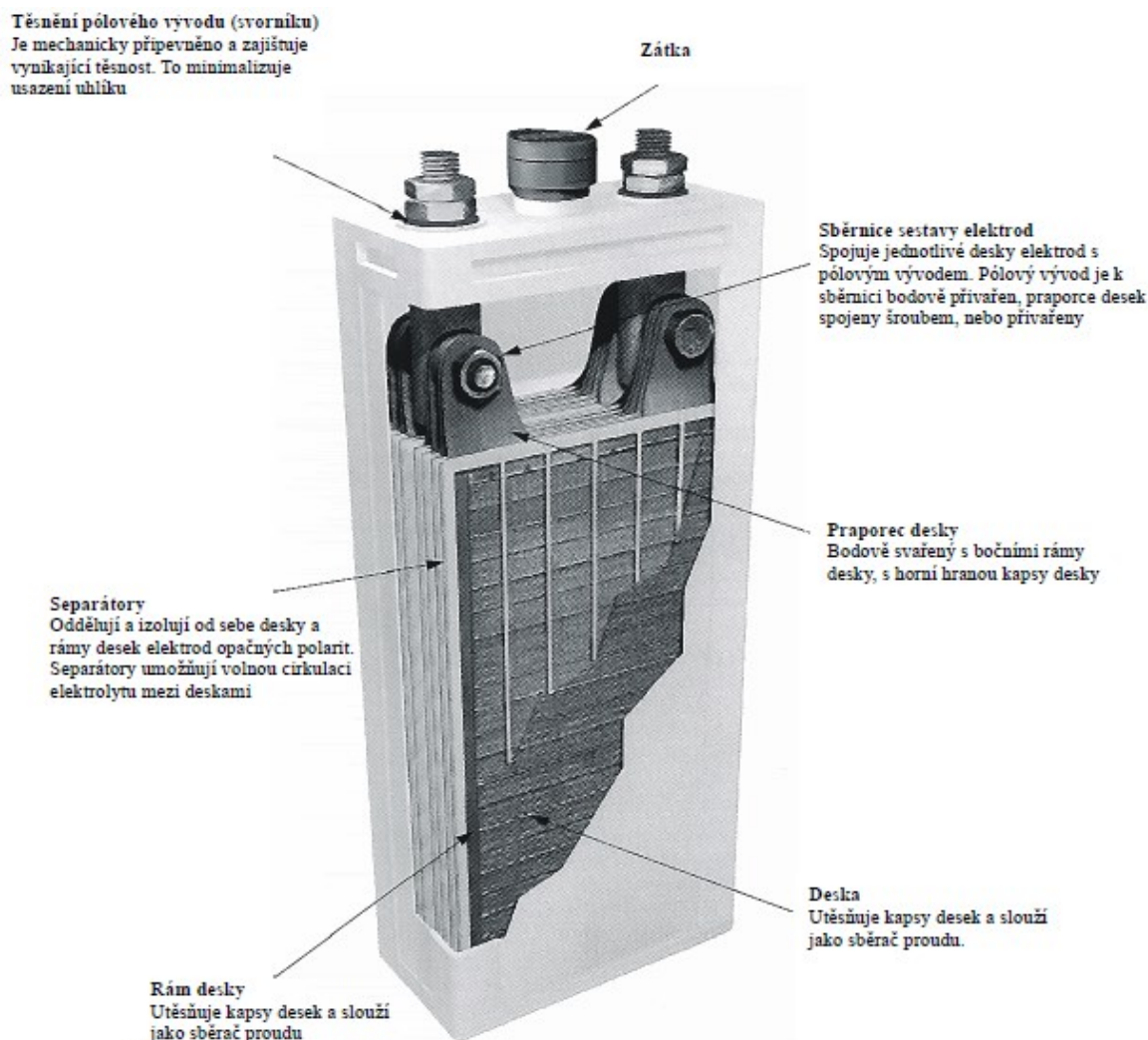


Svorkové napětí na tomto typu akumulátoru bývá 2V. Stav nabití se kontroluje hustotou kyseliny. Je třeba dát pozor na přílišné přebití, jelikož může po spotřebování síranu olovnatého ($PbSO_4$) a nejsou již dostupné ionty Pb^{2+} a tekutina akumulátoru začne vřít.

1.2.2 NiCd akumulátory

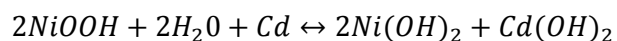
Tato technologie vznikla koncem 19. století ve Švédsku, jejímž průkopníkem byl švédský vědec Waldmar Junger. Základem byla Edisonova NiFe baterie, ale při této aplikaci byla záporná elektroda vyrobena z kadmia a nikoli železa. Waldmar Junger získal na tento akumulátor patent v roce 1899. K dalšímu výraznému posunu ve vývoji NiCd akumulátorů došlo během druhé světové války v Německu. Elektrody byly nyní sintrované

a tudíž měly velice vysokou energetickou hustotu v porovnání s ostatními akumulátory té doby.



Obrázek 1.3- NiCd akumulátor [13]

Rovnice nabíjení a vybíjení:



Konstrukce jednoho článku se skládá ze dvou druhů desek. Kladný druh obsahuje Hydroxid nikelnatý, záporný zase hydroxid kademnatý. Niklokadmiové baterie vynikají především svou vysokou životností. Principem vysokého počtu pracovních cyklů (nabíjení - vybíjení) je fakt, že elektrody nejsou oslabovány korozí. Zásahu na tom má ocelová konstrukce, která nijak nereaguje se zásaditým elektrolytem. To je další výhodou oproti olověným akumulátorům, kde je olovo konstrukčním materiálem a to má za důsledek opotřebení kladné elektrody.

1.2.3 Lithium iontové akumulátory

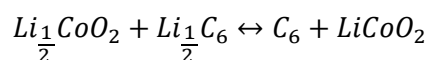
Jedná se o nejrozšířenější typ baterií. Technologie těchto akumulátorů umožňuje jak aplikaci pro menší zařízení (typicky mobily, powerbanky a jiné), tak i pro větší kapacitní zařízení.

Jejich hlavní výhodou oproti konkurenčním akumulátorům je jejich nízká hmotnost a slabší dopad na životní prostředí. V posledních letech nacházejí tyto baterie také využití v elektromobilech, díky zvýšení bezpečnosti a ochraně proti požáru, či výbuchu, které hrozí především u akumulátorů s vyšší kapacitou.



Obrázek 1.4- Li-on baterie v Austrálii [11]

Rovnice pro nabíjení a vybíjení Li-on baterie:



Přímým důkazem využití Li-on akumulátorů v praxi, instalovaná v jižní Austrálii, poblíž města Jamestown. V této oblasti se lidé potýkali s pravidelnými výpadky elektrické sítě, s následným řešením přišel Elon Musk a jeho firma TESLA. Jedná se o kapacitně největší baterii svého druhu o kapacitě 100MWh.

1.3 Akumulátory mechanické

Princip mechanických akumulátorů spočívá v transformaci elektrické energie na energii mechanickou

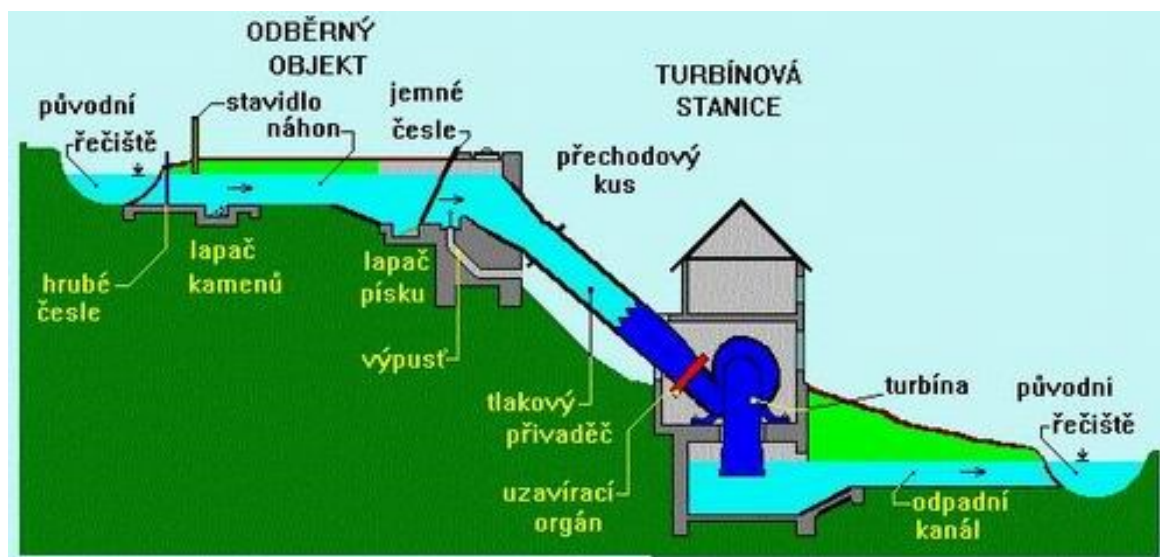
1.3.1 Přečerpávací vodní elektrárny

Princip přečerpávací vodní elektrárny spočívá v transformaci elektrické energie, která je pomocí turbíny přečerpávána z jedné nádrže do druhé.

Nespornou výhodou přečerpávacích vodních elektráren je jejich kapacita uložené energie. V České republice se nacházejí tři vodní elektrárny (Dlouhé stráně- 2x 325MW, Dalešice- 4x120MW, Štěchovice II- 1x45MW)

Výkon a kapacita akumulace vodních přečerpávacích elektráren je dán především výškou spádu, respektive vzdáleností mezi dolní a horní hladinou PVE.

Další z výhod je rychlé najetí elektrárny, v řádu desítek sekund a následné regulaci odběru, či přidávání elektrické energie do sítě po dobu hodin. Co se týče účinnosti, nejmodernější vodní elektrárny sahají na hranici 80%, starší typy jsou zhruba na účinnosti 50%.



Obrázek 1.5 Schéma přečerpávací vodní elektrárny [6]

1.3.2 Setrvačníky

Setrvačník je první známé akumulační zařízení vynalezeno člověkem, ještě před našim letopočtem. V dnešní době mají setrvačníky využití především v automobilovém průmyslu a to k překonávání kompresních poměrů v motoru.

Z pohledu využití setrvačníků pro vyrovnávání elektrické sítě rozlišujeme dva druhy setrvačníků. Vysoko-otáčkové (nad 100 000ot/min) a nízko otáčkové (10 000ot/min). Setrvačníky slouží především pro krátkodobé výpadky sítě a jejich nesporná výhoda je ve stabilizaci frekvenci v síti.

Princip fungování setrvačníku je následující. Při akumulaci, připojíme alternátor do rozvodné sítě a setrvačnick funguje na principu synchronního elektromotoru a je roztáčen. Tato kinetická energie je uložena v setrvačnicku. Naopak při opačném procesu, začne fungovat setrvačnick jako generátor a dochází zde k transformaci kinetické energie na energii elektrickou.

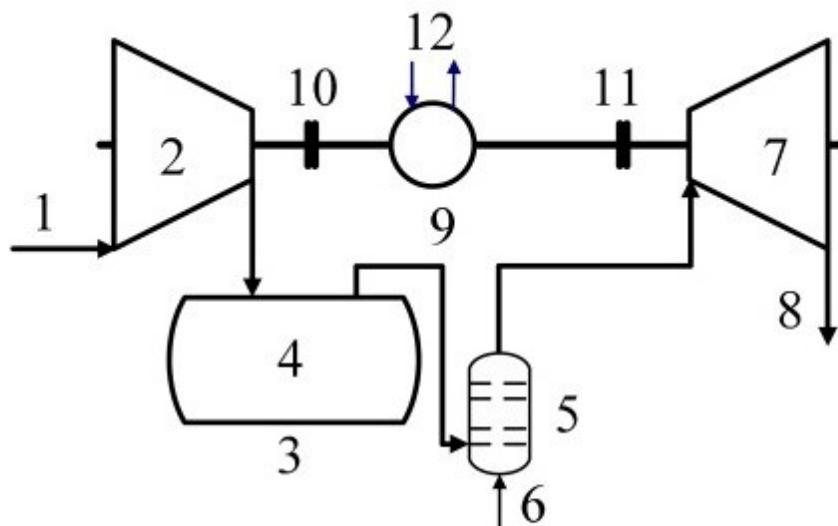
2. CAES

CAES- Compressed air energy storage- v českém překladu zásobník stlačeného vzduchu k akumulaci energie. Během období nízké spotřeby elektrické energie dochází k ukládání stlačeného vzduchu do zásobníku a při období vysoké poptávky následně uvolňuje a dále využívá pro výrobu elektrické energie. CAES systémy mohou být postaveny v různých variantách od malých po velké výkony, s různou dobou vybíjení pro udržování elektrické sítě v ideálním stavu. Každá instalace systému CAES je vytvořena s dalšími integrovanými částmi systému, například s kompresory, turbínami, expandéry a dalšími zařízeními.

CAES systémy jsou obvykle kombinovány s alternativními zdroji energie, aby dosáhly potřebných parametrů kapacity, hustoty energie, a rychlosti odezvy elektrické sítě.

Například kombinací CAES s superkondenzátorem zrychlíme jeho výkonovou odezvu. Při kombinaci se zásobníkem tepla, můžeme využít odpadní teplo vzniklé kompresí a takto zvýšíme účinnost celého systému

2.1 Princip CAES



1.Air, 2.Compressor, 3.Reservoir, 4.Compressed air,
5.Combustor, 6.Fuel, 7.Turbine, 8.Exhaust,
9.Motor/Generator, 10 and 11.Clutch, 12.Electricity

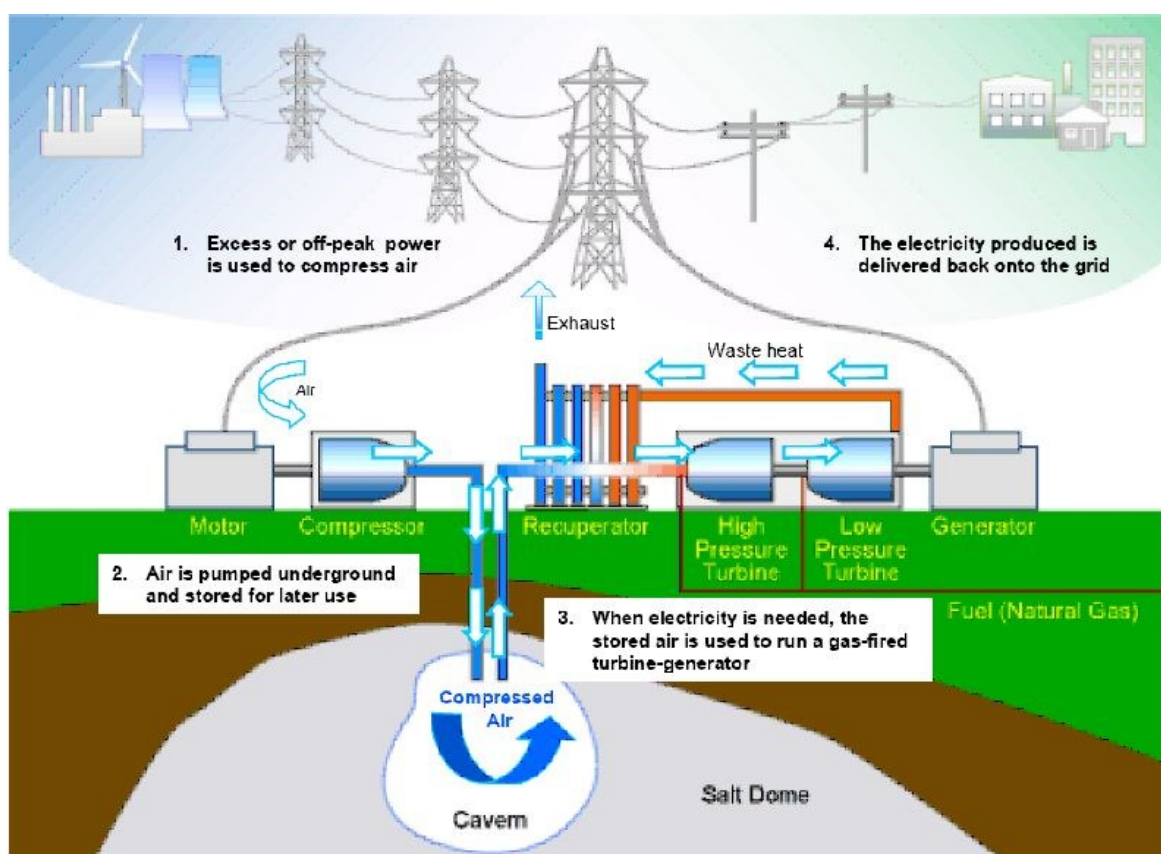
Obrázek 2.1 CAES [10]

Prvním CAES systém byl nainstalován v roce 1949, panem S. Lavalem, který získal patent na skladování vzduchu v podzemních jeskyních. Princip technologie viz Obrázek 2.1.

Jedná se o nejjednodušší aplikace CAES systému. V době levné elektrické energie či nízké poptávky odběru v distribuční síti se zapne elektromotor, který začne pohánět hřídel na které je připojen i kompresor spalovací turbíny. Spojka dále odpojí expanzní část turbíny, aby se netočila na prázdno a nemrhala tak elektrickou energií.

V opačném případě kdy je naopak potřeba elektrickou energii do sítě dodávat, se odpojí spojka na straně kompresoru a pracuje pouze turbína, jež používá ke spalování naakumulovaný vzduch ze zásobníku. Tím že kompresor není zapojený na hřídeli se ušetří zhruba 2/3 elektrické energie, kterou by jinak kompresor potřeboval k provozu.

2.2 CAES s využitím odpadního tepla spalin.



Obrázek 2.2 CAES s využitím energie spalin [7]

Tento CAES systém již využívá teplo spalin vzniklé spalováním zemního plynu ve spalovací turbíně. Principiálně se jedná o podobný systém jako ten předchozí, liší se v jediném. V době špičkové elektřiny, kdy se snaží CAES elektrárna vyrábět co nejvíce elektrické energie, se vzduch natlačený do zásobníku postupně tlačí do spalovací komory.

Během toho se však teplota stlačeného vzduchu zvýší, jelikož je zde nainstalován výměník tepla umístěný za spalovací turbínou. Takto ohřátý vzduch již není třeba nijak upravovat, oproti klasickému CAES. Jelikož je navíc využita energie, kterou by turbína vyprodukovala tak jako tak, dochází ke zvýšení celkové účinnosti CAES systému. Poté co spaliny ohřejí spalovací vzduch, jdou typicky komínem do atmosféry.

2.3 EC CAES

Jedná se o jeden z nevíce pokročilých systémů komprese stlačeného vzduchu pro akumulaci elektrické energie, které jsou dosud vyvíjeny. Jeho princip navazuje na klasické CAES systémy staršího typu.



Obrázek 2.3 - EC- CAES – schéma

Princip funkce EC CAES spočívá v přehřevu vzduchu. Technologie je následující. V době přebytku elektrické energie v distribuční síti se zapne kompresor a začne tlačit vzduch do zásobníku vzduchu postavený přímo k tomuto účelu, nebo se mohou použít solné jeskyně popřípadě jiné podzemní útvary, jež zaručí těsnosti při vysokém tlaku vzduchu uvnitř.

Komprese neprobíhá v jednom cyklu, ale je vícestupňová. Odpadní teplo vzniklé při kompresi se odvádí pomocí média (vody) díky mezichladičům na každém stupni kompresoru. Tato ohřátá voda směřuje do horkovodní akumulační nádoby. Díky tomu, že je tato voda na bodu varu, můžeme ji dále využít, například při tlakové redukci dojde k přeměně na páru. Tato pára se dále využije na malé expanzní turbíně k výrobě

elektrické energie. Voda vzniklá při přeměně z páry jde dále do kotle na odpadní teplo, kde se ohřeje a bude dále využita ve formě teplé užitkové vody

V době kdy je zásobník zcela naplněn na příslušné parametry, v našem je teplota vzduchu po kompresi 80°C a tlak vzduchu po kompresi 40bar.

Poté v době nedostatku elektřiny v distribuční síti se začne vzduch ze zásobníku využívat. Nejprve se musí jeho tlak zredukovat na parametry spalovacího vzduchu v turbíně, to znamená z 40bar na 10bar a poté ještě ohřát na požadovanou teplotu.

Ohřátí spalovacího vzduchu se dosáhne poté, co spaliny spalínové turbíny vyexpandují a poté se jimi ohřeje vzduch ve vzduchovém ohříváku. Můžeme si tuto situaci pro zjednodušení představit jako kotel na odpadní teplo, kde na prvním za turbínou v kotli na odpadní teplo, kde jsou nejteplejší spaliny, bude výměník tepla.

Tento výměník musí být navržen tak, aby vydržel teploty 570°C i ve fázi kdy nebude chlazen vzduchem ze zásobníku. To v praxi znamená, že bude použita legovaná ocel (xx).

Takto ohřátý vzduch z 80°C na 250°C půjde dále do spalovací komory. V tento moment již nebude třeba kompresoru spalovací turbíny, aby dodával potřebný vzduch pro spalování zemního plynu a pomocí spojky se odpojí od soustrojí. Tímto se ušetří značné množství elektrické energie a jednorázově se zvýší elektrická účinnost celého systému EC CAES.

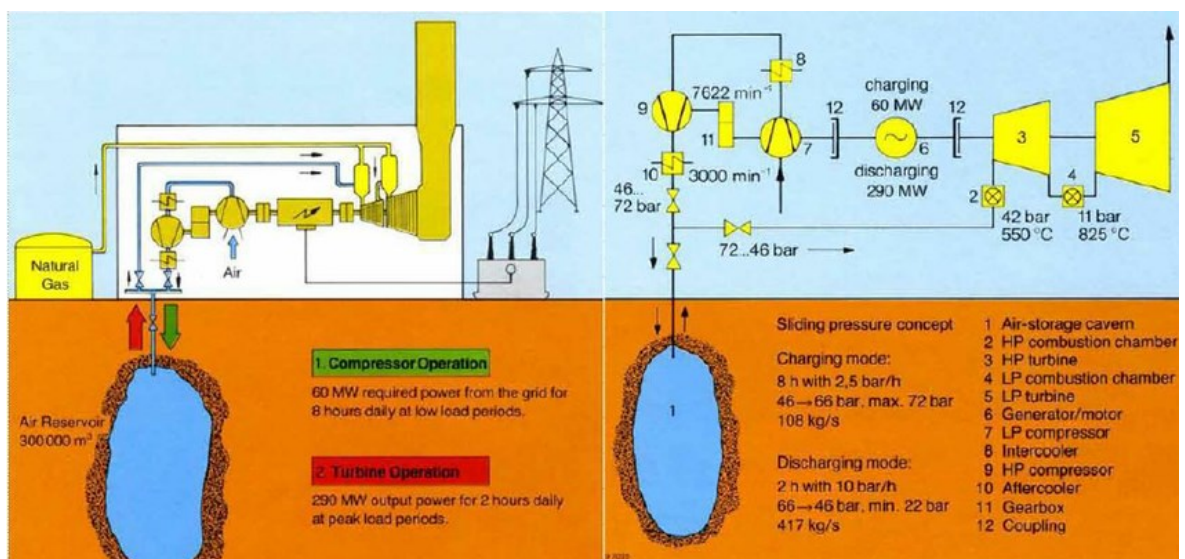
Spaliny ochlazené o teplo, které předaly ve vzduchem chlazenému výměníku mají stále dostatečný potenciál, respektive teplotu, která se dá využít pro ohřev teplé užitkové vody.

2.4 Komerční projekty

Největším strašákem a dá se říci i problémem jakéhokoli projektu je jeden základní požadavek. Tím je, aby si na sebe aplikace dokázala vydělat, resp. aby se alespoň zaplatila investice vložená do projektu. V této podkapitole bude ukázáno několik projektů, které byly svým způsobem pilotními a fungují dodnes.

2.4.1 CAES elektrárna Huntorf

Prvním větším komerčním využitím však byl CAES systém, který byl postaven a spuštěn firmou Brown Boveri (dnešní Asea Brown Boveri (ABB)), ve městě Huntorf, v Německu v roce 1978 o výkonu 290MW.



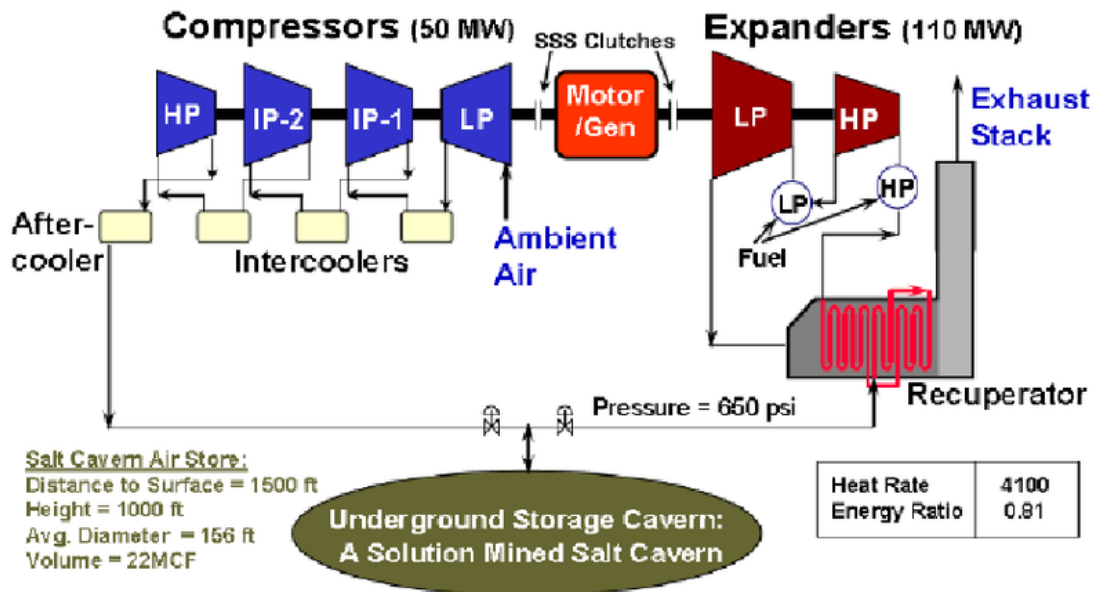
Obrázek 2.4 CAES huntorf [10]

Hlavním úkolem bylo využít levnou elektřinu z Německých jaderných elektráren a dále při vykrývání špiček v elektrické síti, dále byla tato technologie výhodná, jelikož došlo v velkém nárůstu cen ropy a zemního plynu v letech 1980 až 1990.

2.4.2 CAES elektrárna McIntosh

Další velkou CAES se odehrála v roce 1991 ve městě McIntosh v americké Alabamě. Jednalo se o 110MW s kapacitou 2 700 MWh, schopná kontinuálně dodávat elektrický proud do sítě po dobu 26 hodin.

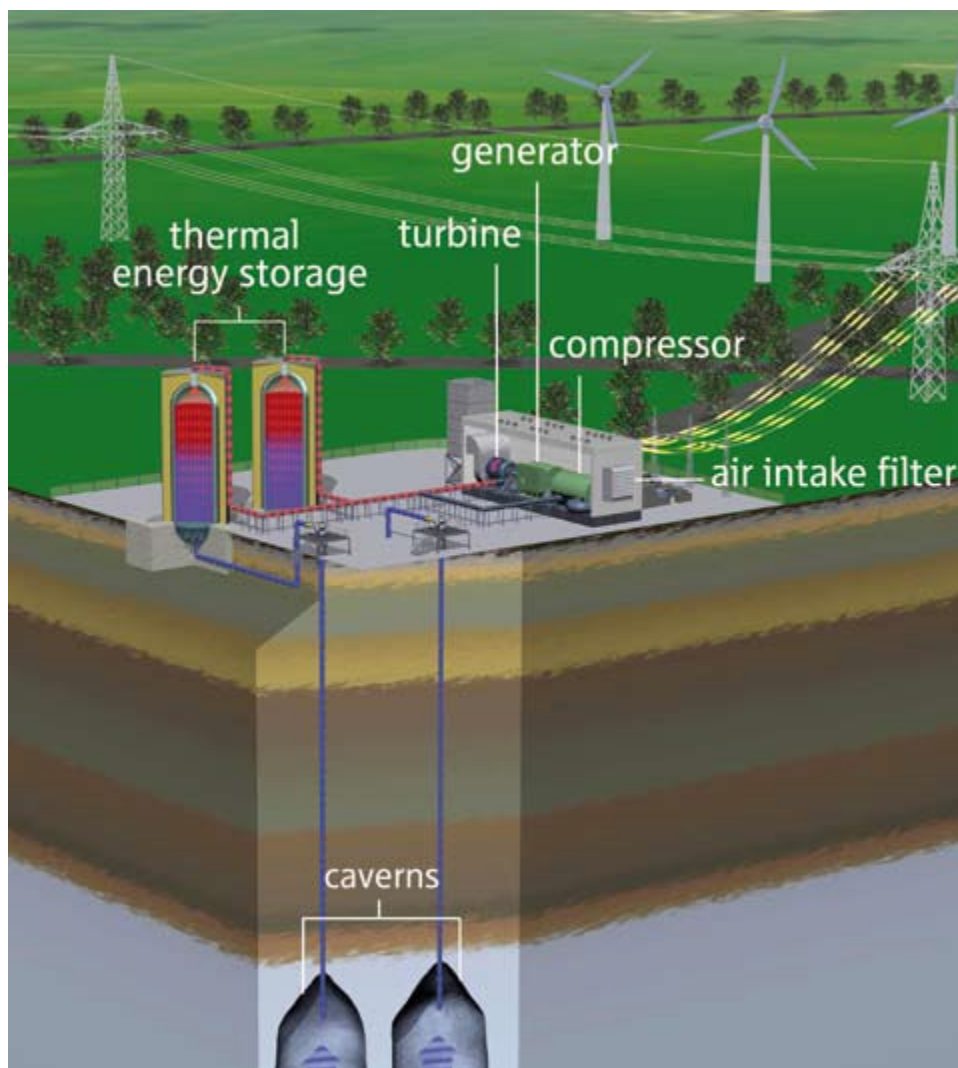
Solná jeskyně se nachází 450m hluboko pod zemským povrchem a je do ní tlačén vzduch o tlaku 7,5MPa. Celkový objem jeskyně je 500 000m³.



Obrázek 2.5 CAES McIntosh [9]

2.4.3 AA CAES Adele

Projekt Adele, zaštitěný firmou RWE se nachází na území Německa. Jedná se o systém se zkratkou AA CAES, což znamená, že tato elektrárna využívá adiabatický oběh. V praxi to znamená, že kompresní teplo je uloženo v akumulátoru. Akumulátor je složen převážně z keramických cihel a kamenných loží.



Obrázek 2.6 AA CAES Adele [8]

Dalším zajímavým aspektem je také kompresor, jelikož nemá mezichladiče. Na výstupu z kompresoru má vzduch teplotu 600°C při tlaku 10MPa.

Kapacita zásobníku je 1GWh, přičemž má turbína výkon 200MW. To prakticky znamená, že v případě, že je zásobník vzduchu naplněn, tak může po dobu 5ti hodin dodávat vzduch do turbíny a tím dodávat elektrickou energii do distribuční sítě.

3. Návrh výměníku vzduchu

Zadané parametry:

Objemové složení plynu: $\text{CH}_4 = 93 \text{ [\%]}$, $\text{C}_2\text{H}_6 = 3 \text{ [\%]}$, $\text{C}_3\text{H}_8 = 1 \text{ [\%]}$, $\text{CO}_2 = 1 \text{ [\%]}$, $\text{N}_2 = 2 \text{ [\%]}$

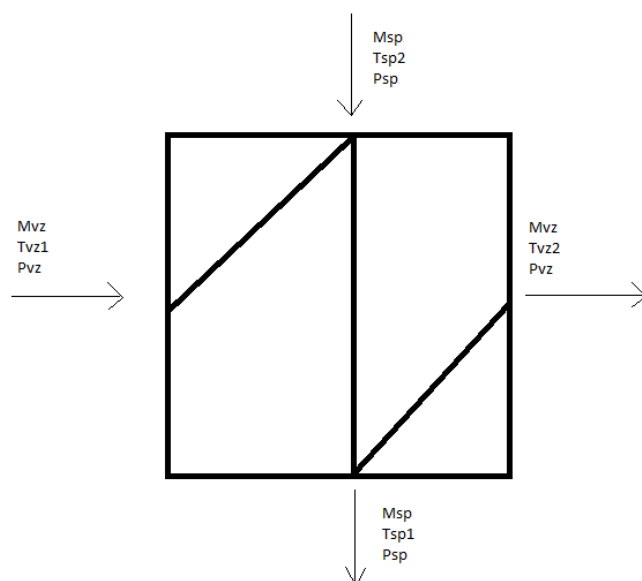
Další zadané parametry:

$M_{\text{sp}} = 38,93 \text{ [kg/s]}$ - Množství spalin na výstupu ze spalovací turbíny

$M_{\text{vz}} = 38,15 \text{ [kg/s]}$ - Množství vzduchu na vstupu do spalovací turbíny

$\alpha = 3,215 \text{ [1]}$ – přebytek spalovacího vzduchu

Tato kapitola se zabývá návrhem výměníku, jehož médiem je vzduch, a ohříván je zbytkovým teplem spalin ze spalovací turbíny. Z výše uvedených zadaných parametrů bude vypočtena stechiometrie spalování, výkon výměníku a také konstrukční návrh výměníku. Bude potřeba zjistit teplotu spalin za výměníkem, množství spalin při daném přebytku vzduchu. Dále co se týče konstrukčního návrhu, bude potřeba navrhnout šířku a



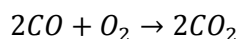
Obrázek 3 –základní schéma výměníku

výšku spalinového kanálu, o jaký druh výměníku se bude jednat a jeho další parametry.

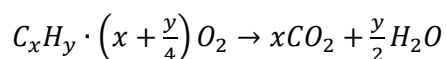
3.1 Stechiometrie spalování

Rovnice spalování:

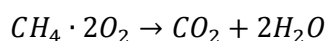
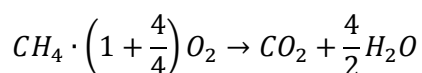
Spalovací rovnice uhlíku



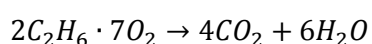
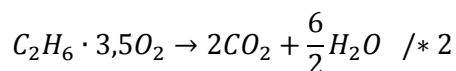
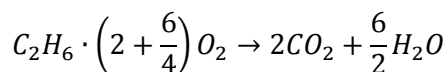
Spalovací rovnice pro plynná paliva



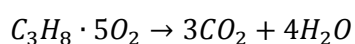
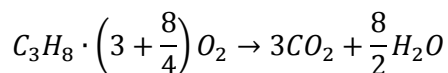
Spalovací rovnice pro CH₄



Spalovací rovnice pro C₂H₆



Spalovací rovnice pro C₃H₈



Minimální množství potřebného kyslíku O_{2min}

$$O_{2min}^t = \left(x + \frac{y}{4}\right) CH_4 + \left(x + \frac{y}{4}\right) C_2H_6 + \left(x + \frac{y}{4}\right) C_3H_8 \quad \text{a} \quad (3.1.1)$$

Kde:

CH₄ koncentrace metanu v zemním plynu

[1]

C_2H_6	koncentrace etanu v zemním plynu	[1]
C_3H_8	koncentrace propanu v zemním plynu	[1]
x,y	konstanty pro určení množství potřebného kyslíku ze spalovacích rovnic, viz rovnice pro spalování CH_4 , rovnice pro spalování C_2H_6 , rovnice pro spalování C_3H_8	

$$O_{O_2min}^t = 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 7C_3H_8$$

$$O_{O_2min}^t = 2 \cdot 0,93 + 3,5 \cdot 0,03 + 5 \cdot 0,01$$

$$O_{O_2min}^t = 2,015 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Množství vzduchu suchého, teoretického $O_{vz,min}^s$

$$O_{vz,min}^s = \frac{O_{O_2min}^t}{0,21} \quad (3.1.2)$$

Kde:

$O_{O_2min}^t$ Minimální množství potřebného kyslíku, viz rovnice (1)

$$O_{vz,min}^s = \frac{2,015}{0,21}$$

$$O_{vz,min}^s = 9,595 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Podíl vodní páry X_v

$$X_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c + \frac{\varphi}{100} p''} \quad (3.1.3)$$

Kde:

φ relativní vlhkost vzduchu = 20% [1]

p'' parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu [MPa]

p_c celkový tlak [MPa]

tab. 4-3 Závislost parciálního tlaku vodní páry na teplotě vzduchu

t_v [°C]	0	10	20	30	40	50
p'' [MPa]	0,000 610 8	0,001 227 7	0,002 336 8	0,004 241 6	0,007 374 2	0,012 331 6

Obrázek 3.1 – parciální tlaky [1]

Pro zadanou teplotu $t_n = 15^\circ\text{C}$ tabelovaná hodnota není, tudíž musíme provést interpolaci pro 15°C

$$p''_{15^\circ\text{C}} = \frac{p''_{10^\circ\text{C}} + p''_{20^\circ\text{C}}}{2} \quad (3.1.4)$$

Kde

$$p''_{15^\circ\text{C}} = \frac{0,0012277 + 0,0023368}{2}$$

$$p'' = 0,00178215 \quad [\text{MPa}]$$

Nyní můžeme vypočítat podíl vodní páry X_v z rovnice č. (3.1.3)

$$X_v = 1 + \frac{20}{100} \cdot \frac{0,00178215}{0,1 + \frac{20}{100} \cdot 0,00178215} \quad (3.1.3)$$

$$X_v = 1,004 \quad [1]$$

Množství vzduchu teoretického vlhkého $O_{vz,t}^v$

$$O_{vz,t}^v = O_{vz,min}^s \cdot X_v \quad (3.1.5)$$

Kde:

$$O_{vz,min}^s \quad \text{Množství vzduchu suchého, teoretického, viz (3.1.2)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$X_v \quad \text{podíl vodní páry, viz (3)}$$

$$O_{vz,t}^v = 9,595 \cdot 1,004$$

$$O_{vz,t}^v = 9,63 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Množství vzduchu skutečného suchého $O_{vz,s}^s$

$$O_{vz,s}^s = O_{vz,min}^s \cdot \alpha \quad (3.1.6)$$

Kde:

$$O_{vz,min}^s \quad \text{Množství vzduchu suchého, teoretického, viz (3.1.2)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$\alpha \quad \text{Přebytek spalovacího vzduchu} \quad [1]$$

$$O_{vz,s}^s = 9,595 \cdot 3,215$$

$$O_{vz,s}^s = 30,849 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Množství vzduchu skutečného, vlhkého $O_{vz,s}^v$

$$O_{vz,s}^v = O_{vz,s}^s \cdot X_v \quad (3.1.7)$$

Kde:

$$O_{vz,s}^s \quad \text{Množství vzduchu skutečného suchého, viz (3.1.6)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$X_v \quad \text{podíl vodní páry, viz (3.1.3)}$$

$$O_{vz,s}^v = 30,849 \cdot 1,004$$

$$O_{vz,s}^v = 30,959 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem spalín CO₂ ve spalínách, O_{CO_2}

$$O_{CO_2} = CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + CO_2 \quad (3.1.8)$$

Kde:

$$CH_4 \quad \text{koncentrace metanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$C_2H_6 \quad \text{koncentrace etanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$C_3H_8 \quad \text{koncentrace propanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$CO_2 \quad \text{koncentrace CO}_2 \text{ v zemním plynu} \quad [1]$$

$$O_{CO_2} = 0,93 + 2 \cdot 0,03 + 3 \cdot 0,01 + 0,01$$

$$O_{CO_2} = 1,03 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem spalín N₂ ve spalínách, O_{N_2}

$$O_{N_2} = N_2 + 0,79 \cdot O_{vz,s}^s \quad (3.1.9)$$

Kde:

$$N_2 \quad \text{koncentrace } N_2 \text{ v zemním plynu} \quad [1]$$

$$O_{vz,s}^s \quad \text{Množství vzduchu skutečného suchého, viz (3.1.6)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{N_2} = 0,02 + 0,79 \cdot 30,849$$

$$O_{N_2} = 24,39 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem spalín H₂O ve spalínách, O_{H_2O}

$$O_{H_2O} = 2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + (X_v - 1) \cdot O_{vz,s}^s \quad (3.1.10)$$

Kde:

$$CH_4 \quad \text{koncentrace metanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$C_2H_6 \quad \text{koncentrace etanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$C_3H_8 \quad \text{koncentrace propanu v zemním plynu} \quad [1]$$

$$O_{vz,s}^s \quad \text{Množství vzduchu skutečného suchého, viz (3.1.6)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$X_v \quad \text{podíl vodní páry, viz (3)}$$

$$O_{H_2O} = 2 \cdot 0,93 + 3 \cdot 0,03 + 4 \cdot 0,01 + (1,004 - 1) \cdot 30,849$$

$$O_{H_2O} = 2,1 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem spalín O₂ ve spalínách, O_{O_2}

$$O_{O_2} = 0,21 \cdot O_{vz,s}^s \cdot (\alpha - 1) \quad (3.1.11)$$

Kde:

$$O_{vz,s}^s \quad \text{Množství vzduchu skutečného suchého, viz (3.1.6) } [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$\alpha \quad \text{Přebytek spalovacího vzduchu} \quad [1]$$

$$O_{O_2} = 0,21 \cdot 30,849 \cdot (3,215 - 1)$$

$$O_{O_2} = 4,463 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Množství teoretických spalín suchých, $O_{sp,t}^s$

$$O_{sp,t}^s = O_{N_2} + O_{CO_2} \quad (3.1.12)$$

Kde:

$$O_{N_2} \quad \text{Objem spalín N}_2 \text{ ve spalínách, viz (3.1.9)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{CO_2} \quad \text{Objem spalín CO}_2 \text{ ve spalínách, viz (3.1.8)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,t}^s = 24,39 + 1,03$$

$$O_{sp,t}^s = 25,420 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem skutečných spalín suchých, $O_{sp,s}^s$

$$O_{sp,s}^s = O_{N_2} + O_{CO_2} + O_{O_2} \quad (3.1.13)$$

Kde:

$$O_{N_2} \quad \text{Objem spalín N}_2 \text{ ve spalínách, viz (3.1.9)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{CO_2} \quad \text{Objem spalín CO}_2 \text{ ve spalínách, viz (3.1.8)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{O_2} \quad \text{Objem spalín O}_2 \text{ ve spalínách, viz (3.1.11)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^s = 24,39 + 1,03 + 4,443$$

$$O_{sp,s}^s = 29,884 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Objem skutečných spalin vlhkých, $O_{sp,s}^v$

$$O_{sp,s}^v = O_{N_2} + O_{CO_2} + O_{O_2} + O_{H_2O} \quad (3.1.14)$$

Kde:

$$O_{N_2} \quad \text{Objem spalin } N_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.9)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{CO_2} \quad \text{Objem spalin } CO_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.8)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{O_2} \quad \text{Objem spalin } O_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.11)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{H_2O} \quad \text{Objem spalin } H_2O \text{ ve spalinách, viz (3.1.10)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^v = 24,39 + 1,03 + 4,443 + 2,1$$

$$O_{sp,s}^v = 31,984 \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

Koncentrace CO₂ ve spalinách, C_{CO_2}

$$C_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{sp,s}^v} \quad (3.1.15)$$

Kde:

$$O_{CO_2} \quad \text{Objem spalin } CO_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.8)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^v \quad \text{Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$C_{CO_2} = \frac{1,03}{31,984}$$

$$C_{CO_2} = 0,032 \cdot 100 = 3,2 \quad [\%]$$

Koncentrace N₂ ve spalinách, C_{N_2}

$$C_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{sp,s}^v} \quad (3.1.16)$$

Kde:

$$O_{N_2} \quad \text{Objem spalin N}_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.9)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^v \quad \text{Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$C_{N_2} = \frac{24,39}{31,984}$$

$$C_{N_2} = 0,763 \cdot 100 = 76,3 \quad [\%]$$

Koncentrace H₂O ve spalinách, C_{H_2O}

$$C_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{sp,s}^v} \quad (3.1.17)$$

Kde:

$$O_{H_2O} \quad \text{Objem spalin H}_2\text{O ve spalinách, viz (3.1.10)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^v \quad \text{Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$C_{H_2O} = \frac{2,1}{31,984}$$

$$C_{H_2O} = 0,066 \cdot 100 = 6,6 \quad [\%]$$

Koncentrace O₂ ve spalinách C_{O_2}

$$C_{O_2} = \frac{O_{O_2}}{O_{sp,s}^v} \quad (3.1.18)$$

Kde:

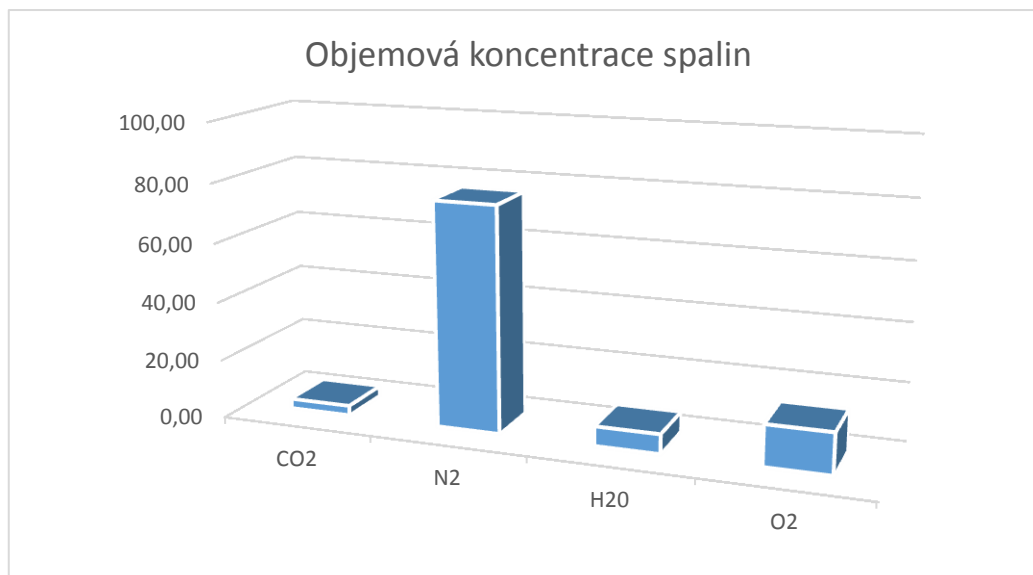
$$O_{O_2} \quad \text{Objem spalin O}_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.11)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$O_{sp,s}^v \quad \text{Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$C_{O_2} = \frac{4,463}{31,984}$$

$$C_{O_2} = 0,139 \cdot 100 = 13,9 \quad [\%]$$

Nyní ještě pro přehlednost, koncentrace spalin v grafické podobě



Obrázek 3.1.2 – Objemová koncentrace spalin

Hustota spalin

$$\rho_{sp} = \frac{\rho_{CO_2} \cdot O_{CO_2} + \rho_{N_2} \cdot O_{N_2} + \rho_{H_2O} \cdot O_{H_2O} + \rho_{O_2} \cdot O_{O_2}}{O_{sp,s}^v} \quad (3.1.19)$$

Kde:

ρ_{CO_2} Hustota CO₂, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

ρ_{N_2} Hustota N₂, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

ρ_{H_2O} Hustota H₂O, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

ρ_{O_2} Hustota O₂, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

O_{N_2} Objem spalin N₂ ve spalinách, viz (3.1.9) $[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

O_{CO_2} Objem spalin CO₂ ve spalinách, viz (3.1.8) $[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

O_{O_2} Objem spalin O₂ ve spalinách, viz (3.1.11) $[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

O_{H_2O} Objem spalin H_2O ve spalinách, viz (3.1.10) $[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

$O_{sp,s}^v$ Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14) $[m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$

$$\rho_{sp} = \frac{1,872 \cdot 1,03 + 1,185 \cdot 24,39 + 0,762 \cdot 2,1 + 1,354 \cdot 4,463}{31,984}$$

$$\rho_{sp} = 1,204 \quad [kg \cdot m_n^{-3}]$$

Hustota zemního plynu, ρ_{zp}

$$\rho_{zp} = C_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} + C_{C_2H_6} \cdot \rho_{C_2H_6} + C_{C_3H_8} \cdot \rho_{C_3H_8} + C_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + C_{N_2} \cdot \rho_{N_2} \quad (3.1.20)$$

Kde:

C_{CH_4} koncentrace metanu v zemním plynu [1]

$C_{C_2H_6}$ koncentrace etanu v zemním plynu [1]

$C_{C_3H_8}$ koncentrace propanu v zemním plynu [1]

C_{CO_2} koncentrace CO_2 v zemním plynu [1]

C_{N_2} koncentrace N_2 v zemním plynu [1]

ρ_{CO_2} Hustota CO_2 , hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

ρ_{N_2} Hustota N_2 , hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

ρ_{CH_4} Hustota metanu, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

$\rho_{C_2H_6}$ Hustota etanu, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

$\rho_{C_3H_8}$ Hustota propanu, hodnota z EES $[kg \cdot m_n^{-3}]$

$$\rho_{zp} = 0,93 \cdot 0,6799 + 0,03 \cdot 1,283 + 0,01 \cdot 1,899 + 0,01 \cdot 1,872 + 0,02 \cdot 1,185$$

$$\rho_{zp} = 0,732 \quad [kg \cdot m_n^{-3}]$$

Objemová spotřeba plynu, při spotřebě zemního plynu 0,778 kg/s

$$Spo_{objemová} = \frac{Spotřeba_{hmotnostní}}{\rho_{zp}} \quad (3.1.21)$$

Kde:

$$Spo_{hmotnostní} \quad \text{Spotřeba zemního plynu} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

$$\rho_{zp} \quad \text{Hustota zemního plynu, viz (3.1.20)} \quad [kg \cdot m_n^{-3}]$$

$$Spotřeba_{objemová} = \frac{0,778}{0,732}$$

$$Spotřeba_{objemová} = 1,01 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Reálné množství spalovacího vzduchu $O_{vz,real}$

$$O_{vz,real} = O_{vz,s}^v \cdot Spo_{objemová} \quad (3.1.22)$$

Kde:

$$O_{vz,s}^v \quad \text{Množství vzduchu skutečného, vlhkého} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$Spo_{objemová} \quad \text{Objemová spotřeba zemního plynu, viz (3.1.21)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$O_{vz,real} = 30,959 \cdot 1,01$$

$$O_{vz,real} = 31,297 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Reálný průtok spalin, $O_{sp,real}$

$$O_{sp,real} = O_{sp,s}^v \cdot Spo_{objemová} \quad (3.1.23)$$

Kde:

$$O_{sp,s}^v \quad \text{Objem skutečných spalin vlhkých, viz (3.1.14)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$Spo_{objemová} \quad \text{Objemová spotřeba zemního plynu, viz (3.1.21)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$O_{sp,real} = 31,984 \cdot 1,01$$

$$O_{sp,real} = 32,334 \quad [m_n^3 \cdot s^{-1}]$$

Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu, pro reálnou spotřebu, $\dot{m}_{vz,real}$

$$\dot{m}_{vz,real} = O_{vz,real} \cdot \rho_{vz} \quad (3.1.24)$$

Kde:

$$O_{vz,real} \quad \text{Reálné množství spalovacího vzduchu, viz (3.1.22)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$\rho_{vz} \quad \text{Hustota vzduchu, hodnota dle EES} \quad [kg \cdot m_n^{-3}]$$

$$\dot{m}_{vz,real} = 31,297 \cdot 1,219$$

$$\dot{m}_{vz,real} = 38,152 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Hmotnostní průtok spalin, pro reálnou spotřebu, $\dot{m}_{sp,real}$

$$\dot{m}_{sp,real} = O_{sp,real} \cdot \rho_{sp} \quad (3.1.25)$$

Kde:

$$O_{sp,real} \quad \text{Reálné množství spalin, viz (3.1.23)} \quad [m_n^3 \cdot m_n^{-3}]$$

$$\rho_{sp} \quad \text{Hustota spalin, viz (3.1.19)} \quad [kg \cdot m_n^{-3}]$$

$$\dot{m}_{sp,real} = 32,334 \cdot 1,204$$

$$\dot{m}_{sp,real} = 38,93 \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

Výsledné hodnoty $\dot{m}_{vz,real}$ a $\dot{m}_{sp,real}$ odpovídají zadaným hodnotám, výpočet stechiometrie považujeme tedy za správný a velice přesný.

3.2 Výkon výměníku

V této kapitole se budu zabývat výpočtem výkonu výměníku. Výpočet ze strany vzduchu můžu vypočítat ihned (rovnice 3.2.1), jelikož znám všechny potřebné hodnoty. Problém

s výpočtem nastane až na straně spalin, jelikož neznám konečnou teplotu spalin za výměníkem.

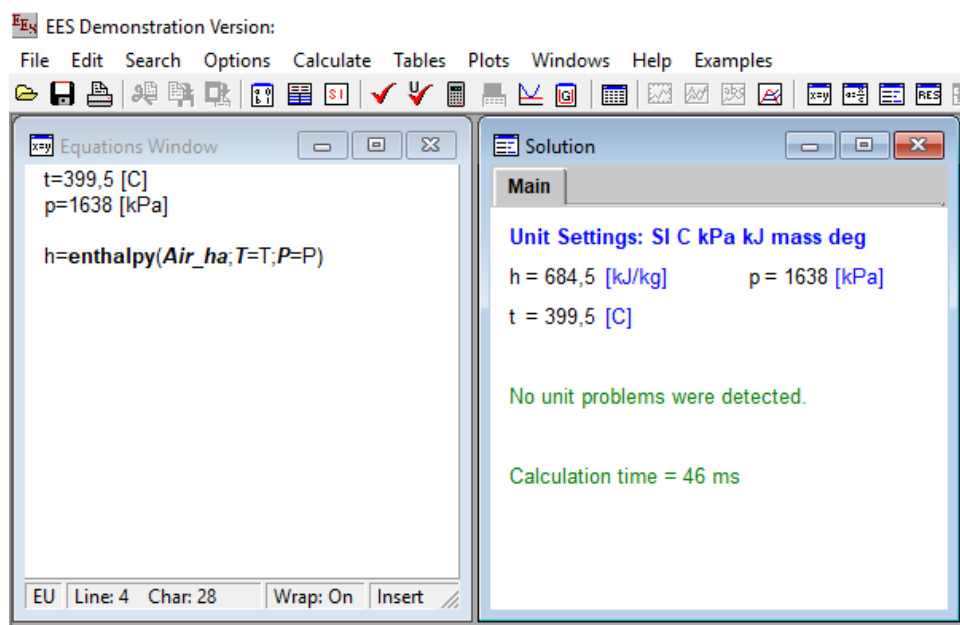
$$Q = \dot{m}_{vz,real} \cdot (i_{vz339,5} - i_{vz143}) \quad (3.2.1)$$

Kde:

$\dot{m}_{vz,real}$ průtok vzduchu uvnitř výměníku, viz (3.1.24) $[kg \cdot s^{-1}]$

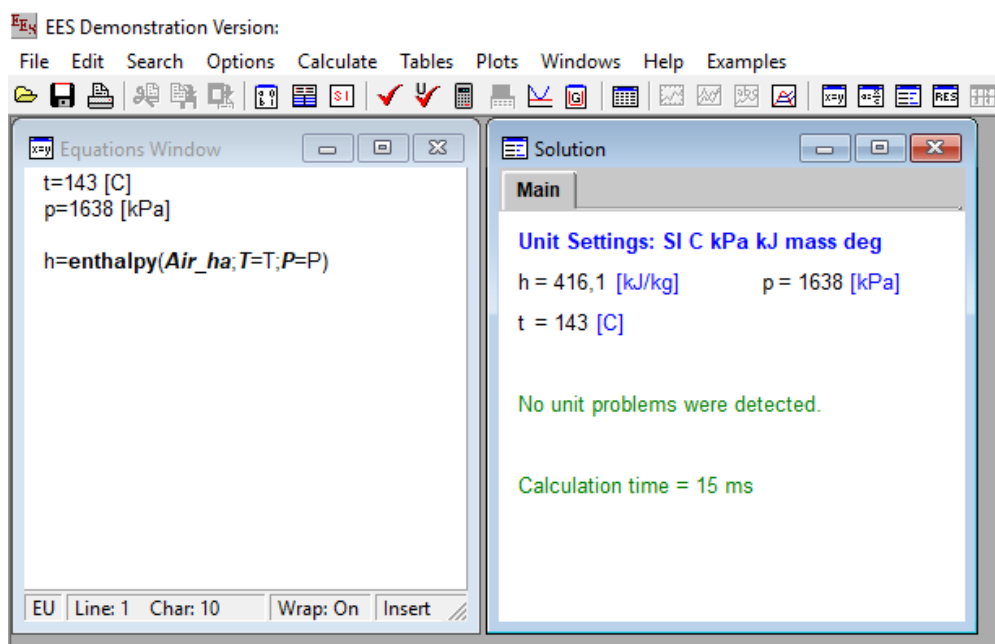
$i_{vz339,5}$ entalpie vzduchu při teplotě 399,5 °C, viz obrázek 3.3.1 $[kJ \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

i_{vz143}



Obrázek 3.2.1 – entalpie vzduchu

entalpie vzduchu při teplotě 143 °C, viz obrázek 3.3.2 $[kJ \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}]$



Obrázek 3.2.2 – Entalpie vzduchu

$$Q_2 = 38,152 \cdot (684,5 - 416,1)$$

$$Q_2 = 10287,7 \quad [kW]$$

3.3 Měrná tepelná kapacita spalin

Nyní již známe téměř vše potřebné, jedinou veličinu, kterou potřebujeme znát je teplotu spalin za výměníkem vzduchu t_{sp2} . Z následující rovnice.

$$Q = \dot{m}_{vz} \cdot c_p \cdot (t_{sp1} - t_{sp2}) \quad (3.3.1)$$

Kde:

Q	Výkon výměníku	$[kW]$
c_p	Měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$
t_{sp1}	Teplota spalin před výměníkem	$[^{\circ}C]$
t_{sp2}	Teplota spalin za výměníkem	$[^{\circ}C]$

Nastává zde však problém, jelikož měrná tepelná kapacita je funkcí se závislostí na teplotě, která odpovídá střední hodnotě teploty spalin. Proto jsem použil k výpočtu teploty

matematický model, kde jsem aproximoval teplotu za výměníkem t_{sp2} a s tím se úměrně měnila měrná tepelná kapacita c_p

Výsledkem této aproximace je výsledná hodnota teploty spalin

$$t_{sp2} = 340 \quad [^{\circ}C]$$

Střední teplota spalin $t_{STŘ}$

$$t_{STŘ} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} \quad (3.3.2)$$

Kde:

t_{sp1} Teplota spalin před výměníkem $[^{\circ}C]$

t_{sp2} Teplota spalin za výměníkem $[^{\circ}C]$

$$t_{STŘ} = \frac{562 + 340}{2}$$

$$t_{STŘ} = 451 \quad [^{\circ}C]$$

Střední teplota spalin $T_{STŘ}$

$$T_{STŘ} = t_{STŘ} + 273,15 \quad (3.3.3)$$

Kde:

$t_{STŘ}$ Střední teplota spalin $[^{\circ}C]$

$$T_{STŘ} = 451 + 273,15$$

$$T_{STŘ} = 724,15 \quad [K]$$

Následující postup ukazuje postup výpočtu měrné tepelné kapacity. Výpočetních metod, jak zjistit hodnotu měrné tepelné kapacity spalin existuje několik, zvolil jsem metodu vycházející z norem VÚCHZ, a.s., běžně používanou v praxi.

	A	B	C	D	E
CO2	31,95	0,0357010000	-0,0000152890	0,0000000023	-0,0000375790
O2	24,33	0,0166110000	-0,0000074461	0,0000000012	0,0000067767

N2	23,63	0,0125430000	-0,0000041356	0,0000000005	0,0000172430
H2O	25,36	0,0193260000	-0,0000037975	0,0000000002	0,0000253760

Tabulka č.1 Koeficienty pro jednotlivé složky spalín, pro výpočet měrné tepelné kapacity spalín

Vzorec pro výpočet měrné tepelné kapacity spalín

$$c_{pi} = \frac{A_i + B_i \cdot T_{stř} + C_i \cdot T_{STŘ}^2 + D_i \cdot T_{STŘ}^3 + \frac{E_i}{T_{STŘ}^2}}{22,4} \quad (3.3.4)$$

Kde:

A_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalín	[1]
B_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalín	[1]
C_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalín	[1]
D_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalín	[1]
E_i	Koeficient pro jednotlivou složku spalín	[1]
$t_{STŘ}$	Střední teplota spalín, viz (3.3.2)	[°C]
$T_{STŘ}$	Střední teplota spalín, viz (3.3.3)	[K]

Měrná tepelná kapacita pro CO_2

$$c_{pCO_2} = \frac{A_{CO_2} + B_{CO_2} \cdot T_{stř} + C_{CO_2} \cdot T_{STŘ}^2 + D_{CO_2} \cdot T_{STŘ}^3 + \frac{E_{CO_2}}{T_{STŘ}^2}}{22,4} \quad (3.3.5)$$

Kde:

A_{CO_2}	Koeficient pro CO_2 , viz tab. č.1	[1]
B_{CO_2}	Koeficient pro CO_2 , viz tab. č.1	[1]
C_{CO_2}	Koeficient pro CO_2 , viz tab. č.1	[1]
D_{CO_2}	Koeficient pro CO_2 , viz tab. č.1	[1]

E_{CO_2}	Koeficient pro CO_2 , viz tab. č.1	[1]
$t_{STŘ}$	Střední teplota spalin, viz (3.3.2)	[°C]
$T_{STŘ}$	Střední teplota spalin, viz (3.3.3)	[K]

$$c_{pCO_2} = \frac{31,95 + 0,0357010000 \cdot 724,15}{1}$$

$$c_{pCO_2} = 2,262 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita pro N_2

$$c_{pN_2} = \frac{A_{N_2} + B_{N_2} \cdot T_{stř} + C_{N_2} \cdot T_{STŘ}^2 + D_{N_2} \cdot T_{STŘ}^3 + \frac{E_{N_2}}{T_{STŘ}^2}}{22,4} \quad (3.3.6)$$

Kde:

A_{N_2}	Koeficient pro N_2 , viz tab. č.1	[1]
B_{N_2}	Koeficient pro N_2 , viz tab. č.1	[1]
C_{N_2}	Koeficient pro N_2 , viz tab. č.1	[1]
D_{N_2}	Koeficient pro N_2 , viz tab. č.1	[1]
E_{N_2}	Koeficient pro N_2 , viz tab. č.1	[1]
$t_{STŘ}$	Střední teplota spalin	[°C]
$T_{STŘ}$	Střední teplota spalin, viz (3.3.3)	[K]

$$c_{pN_2} = \frac{23,63 + 0,0125430000 \cdot 724,15 + (-0,0000041356) \cdot 724,15^2 + 0,0000000005 \cdot 724,15^3 + \frac{0,0000172430}{451^2}}{22,4}$$

$$c_{pN_2} = 1,372 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita pro H_2O

$$c_{pH_2O} = \frac{A_{H_2O} + B_{H_2O} \cdot T_{stř} + C_{H_2O} \cdot T_{STŘ}^2 + D_{H_2O} \cdot T_{STŘ}^3 + \frac{E_{H_2O}}{T_{STŘ}^2}}{22,4} \quad (3.3.7)$$

Kde:

A_{H_2O} Koeficient pro H_2O , viz tab. č. 1 [1]

B_{H_2O} Koeficient pro H_2O , viz tab. č. 1 [1]

C_{H_2O} Koeficient pro H_2O , viz tab. č. 1 [1]

D_{H_2O} Koeficient pro H_2O , viz tab. č. 1 [1]

E_{H_2O} Koeficient pro H_2O , viz tab. č. 1 [1]

$t_{STŘ}$ Střední teplota spalín [°C]

$T_{STŘ}$ Střední teplota spalín, viz (3.3.3) [K]

$$c_{pH_2O} = \frac{25,36 + 0,0193260000 \cdot 724,15 + (-0,0000037975) \cdot 724,15^2 + 0,0000000002 \cdot 724,15^3 + \frac{0,0000253760}{451^2}}{22,4}$$

$$c_{pH_2O} = 1,671 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita pro O_2

$$c_{pO_2} = \frac{A_{O_2} + B_{O_2} \cdot T_{stř} + C_{O_2} \cdot T_{STŘ}^2 + D_{O_2} \cdot T_{STŘ}^3 + \frac{E_{O_2}}{t_{STŘ}^2}}{22,4} \quad (3.3.8)$$

Kde:

A_{O_2} Koeficient pro O_2 , viz tab. č. 1 [1]

B_{O_2} Koeficient pro O_2 , viz tab. č. 1 [1]

C_{O_2} Koeficient pro O_2 , viz tab. č. 1 [1]

D_{O_2} Koeficient pro O_2 , viz tab. č. 1 [1]

E_{O_2} Koeficient pro O_2 , viz tab. č. 1 [1]

$t_{STŘ}$ Střední teplota spalín [°C]

$T_{STŘ}$ Střední teplota spalín, viz (3.3.3) [K]

$$c_{pO_2} = \frac{24,33 + 0,0166110000 \cdot 724,15 + (-0,0000074461) \cdot 724,15^2 + 0,0000000012 \cdot 724,15^3 + \frac{0,0000067767}{451^2}}{22,4}$$

$$c_{pO_2} = 1,470 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Měrná tepelná kapacita spalin c_{psp}

$$c_{psp} = c_{pCO_2} \cdot C_{CO_2} + c_{pN_2} \cdot C_{N_2} + c_{pH_2O} \cdot C_{H_2O} + c_{pO_2} \cdot C_{O_2} \quad (3.3.9)$$

Kde:

$$c_{pCO_2} \quad \text{měrná tepelná kapacita } CO_2, \text{ viz (3.3.5)} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pN_2} \quad \text{měrná tepelná kapacita } N_2, \text{ viz (3.3.6)} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pH_2O} \quad \text{měrná tepelná kapacita } H_2O, \text{ viz (3.3.7)} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pO_2} \quad \text{měrná tepelná kapacita } O_2, \text{ viz (3.3.8)} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$C_{CO_2} \quad \text{koncentrace } CO_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.15)} \quad [1]$$

$$C_{N_2} \quad \text{koncentrace } N_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.16)} \quad [1]$$

$$C_{H_2O} \quad \text{koncentrace } H_2O \text{ ve spalinách, viz (3.1.17)} \quad [1]$$

$$C_{O_2} \quad \text{koncentrace } O_2 \text{ ve spalinách, viz (3.1.18)} \quad [1]$$

$$c_{psp} = 2,262 \cdot 0,032 + 1,372 \cdot 0,763 + 1,671 \cdot 0,066 + 1,470 \cdot 0,139$$

$$c_{psp} = 1,433 \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$Q_2 = O_{sp,real} \cdot c_{psp} \cdot (t_{sp1} - t_{sp2}) \quad (3.3.10)$$

Kde:

$$O_{sp,real} \quad \text{Reálný průtok spalin, vz (3.1.23)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$c_{psp} \quad \text{Měrná tepelná kapacita spalin, viz (3.3.9)} \quad [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$t_{sp1} \quad \text{Teplota spalin před výměníkem} \quad [^{\circ}C]$$

t_{sp2} Teplota spalin za výměníkem [°C]

$$Q_2 = 32,334 \cdot 1,433 \cdot (562 - 340)$$

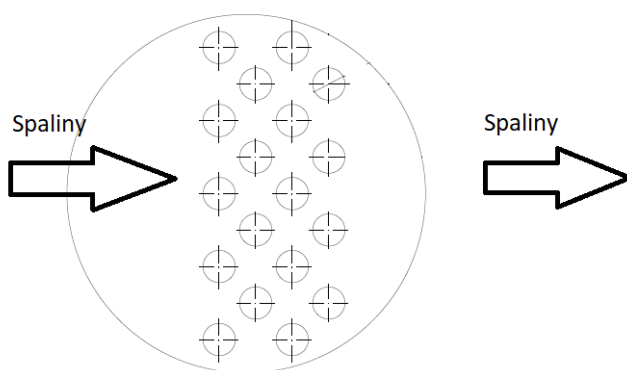
$$Q_2 = 10287,7 \quad [kW]$$

$$\underline{Q_1 = Q_2}$$

Výsledek výpočtu měrné tepelné kapacity považujeme za přesný

3.4 Návrh výměníku

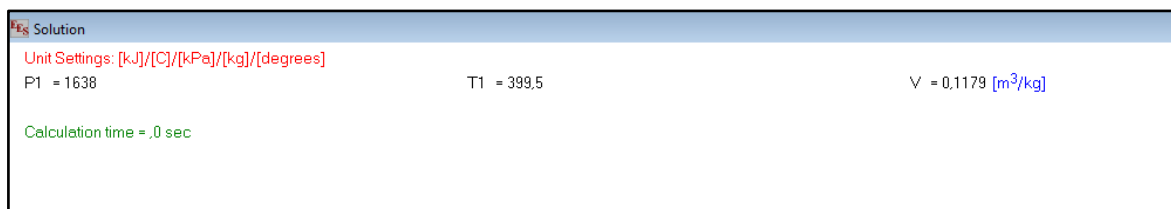
Návrh spočívá v navržení počtu trubek vzduchového výměníku, celkových rozměrů spalinového kanálu a počtu dílů výměníku. Výměník je volen klasický trubkový, protiproudý.



Obrázek 3.4.1 – Obtok spalin

Množství vzduchu ve výměníku, při skutečných podmínkách $M_{vz}^{399,5}$. Abychom mohli vypočítat tuto hodnotu, potřebujeme znát daný objem vzduchu při skutečných podmínkách. Viz obrázek (3.4.1).

Množství vzduchu při $t_{vz} = 399,5^\circ\text{C}$ a $p_{vz} = 1638 \text{ kPa}$, $M_{vz}^{399,5}$



Obrázek 3.4.2 – Objem vzduchu při reálných podmínkách

$$M_{vz}^{399,5} = \dot{m}_{vz,real} \cdot V_{vz,399,5} \quad (3.4.1)$$

Kde:

$\dot{m}_{vz,real}$ Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu, viz (3.1.24) $[kg \cdot s^{-1}]$

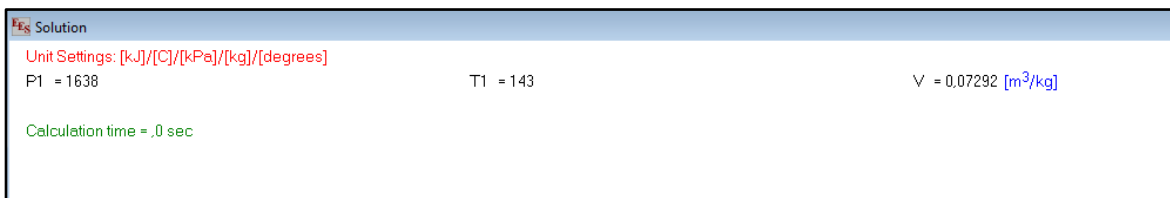
$V_{vz,399,5}$ Objem vzduchu při skutečných podmínkách, viz obrázek (3.4.1) $[m^3 \cdot kg^{-1}]$

$$M_{vz}^{399,5} = 38,152 \cdot 0,1179$$

$$M_{vz}^{399,5} \doteq 4,5 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Množství vzduchu při $t_{vz} = 143^\circ C$ a $p_{vz} = 1638 kPa$, M_{vz}^{143}

$$M_{vz}^{143} = \dot{m}_{vz,real} \cdot V_{vz,143} \quad (3.4.2)$$



Obrázek 3.4.3 – Objem vzduchu při daných podmínkách

Kde:

$\dot{m}_{vz,real}$ Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu, viz (3.1.24) $[kg \cdot s^{-1}]$

$V_{vz,399,5}$ Objem vzduchu při skutečných podmínkách, viz obrázek (3.4.3) $[m^3 \cdot kg^{-1}]$

$$M_{vz}^{143} = 38,152 \cdot 0,07292$$

$$M_{vz}^{143} = 2,78 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Střední teplota vzduchu ve výměníku, $t_{VZ,STŘ}$

$$t_{VZ,STŘ} = \frac{t_{vz1} + t_{vz2}}{2} \quad (3.4.3)$$

Kde:

t_{vz1} teplota vzduchu na výstupu z výměníku [$^{\circ}C$]

t_{vz2} teplota vzduchu na vstupu do výměníku [$^{\circ}C$]

$$t_{VZ,STŘ} = \frac{399,5 + 143}{2}$$

$$t_{VZ,STŘ} = 271,25^{\circ}C \doteq 271 \quad [^{\circ}C]$$

Množství vzduchu při $t_{VZ,STŘ} = 271^{\circ}C$ a $p_{vz} = 1638kPA$, M_{vz}^{271}

$$M_{vz}^{271} = \frac{M_{vz}^{399,5} + M_{vz}^{143}}{2} \quad (3.4.4)$$

Kde:

$M_{vz}^{399,5}$ Množství vzduchu, viz (3.4.1) [$m^3 \cdot s^{-1}$]

M_{vz}^{143} Množství vzduchu, viz (3.4.2) [$m^3 \cdot s^{-1}$]

$$M_{vz}^{271} = \frac{4,5 + 2,78}{2}$$

$$M_{vz}^{271} = 3,65 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Skutečné množství spalín při $t_{sp1} = 562^{\circ}C$, M_{sp}^{562}

$$M_{sp}^{562} = \dot{m}_{sp,real} \cdot \frac{273 + t_{sp1}}{273} \quad (3.4.5)$$

Kde:

t_{sp1}	teplota spalin před výměníkem	$[^{\circ}C]$
$\dot{m}_{sp,real}$	Hmotnostní průtok spalin, viz (3.1.25)	$[kg \cdot s^{-1}]$

$$M_{sp}^{562} = 32,334 \cdot \frac{273 + 562}{273}$$

$$M_{sp}^{562} = 98,89 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Skutečné množství spalin při $t_{sp2} = 340^{\circ}C$, M_{sp}^{340}

$$M_{sp}^{340} = \dot{m}_{sp,real} \cdot \frac{273+t_{sp2}}{273} \quad (3.4.6)$$

Kde:

t_{sp2}	teplota spalin za výměníkem,	$[^{\circ}C]$
$\dot{m}_{sp,real}$	Hmotnostní průtok spalin, viz (3.1.25)	$[kg \cdot s^{-1}]$

$$M_{sp}^{340} = 32,334 \cdot \frac{273 + 340}{273}$$

$$M_{sp}^{340} = 72,6 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Skutečné množství spalin při $t_{ST\ddot{R}} = 451^{\circ}C$, M_{sp}^{451}

$$M_{sp}^{451} = \frac{M_{sp}^{562} + M_{sp}^{340}}{2} \quad (3.4.7)$$

Kde:

M_{sp}^{562}	Skutečné množství spalin, viz (3.4.5)	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
M_{sp}^{340}	Skutečné množství spalin, viz (3.4.6)	$[m^3 \cdot s^{-1}]$

$$M_{sp}^{451} = \frac{98,89 + 72,6}{2}$$

$$M_{sp}^{451} = 85,75 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Dále je nutno určit pro výpočet rychlosti vzduchu ve výměníku a také rychlosti spalin, jenž obtékají výměník. Na základě konzultací jsem zvolil následující hodnoty:

$$w_{vz} = 18 \quad (3.4.8)$$

$$w_{sp} = 14,7 \quad (3.4.9)$$

Kde:

$$w_{vz} \quad \text{Rychlost vzduchu ve výměníku, viz (3.4.8)} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_{sp} \quad \text{Rychlost spalin, viz (3.4.9)} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průtočný průřez vzduchu, S_{vz}

$$S_{vz} = \frac{M_{vz}^{271}}{w_{vz}} \quad (3.4.10)$$

Kde:

$$M_{vz}^{271} \quad \text{Množství vzduchu ve výměníku, viz (3.4.4)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

$$w_{vz} \quad \text{Rychlost vzduchu ve výměníku, viz (3.4.8)} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$S_{vz} = \frac{3,65}{18}$$

$$S_{vz} = 0,203 \quad [m^2]$$

Průtočný průřez spalin, S_{sp}

$$S_{sp} = \frac{M_{sp}^{451}}{w_{sp}} \quad (3.4.11)$$

Kde:

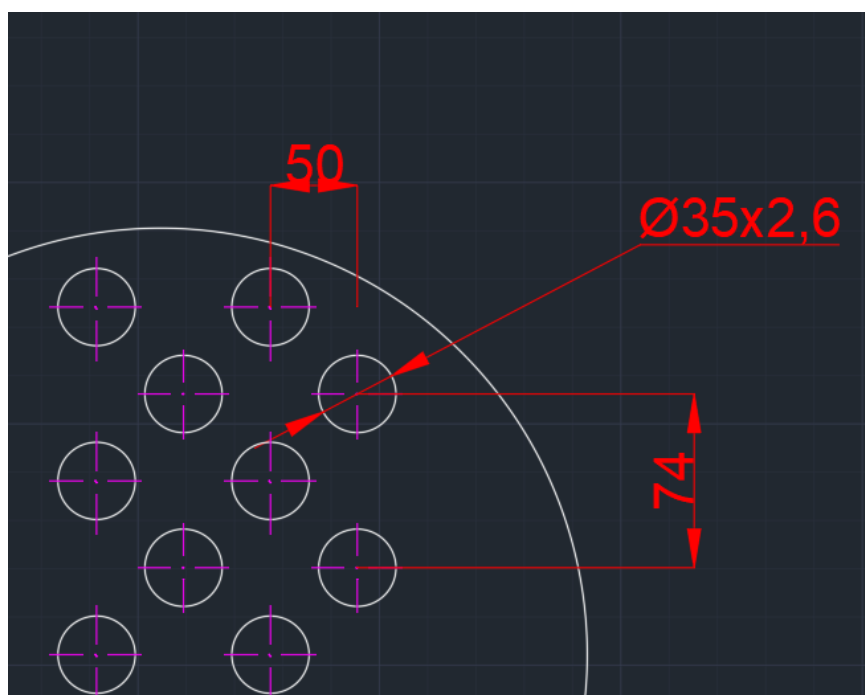
$$M_{sp}^{451} \quad \text{Skutečné množství spalin, viz (3.4.7)} \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

w_{sp} Rychlost spalin, viz (3.4.9) $[m \cdot s^{-1}]$

$$S_{sp} = \frac{85,75}{14,7}$$

$$S_{sp} = 5,83 \quad [m^2]$$

Na základě těchto hodnot je potřeba zvolit trubku, ze které bude výměník navržen. Volím proto trubku $\phi 35 \times 2,6$. Byla také zvolena příčná rozteč trubek $s_1 = 74 \text{ mm}$ a podélná rozteč trubek. Materiál trubky byl zvolen 14MoV6-3(15128). Tento materiál byl zvolen vzhledem k vysoké teplotní namáhavosti trubek, které musí vydržet teplo spalin, ikdyž nejsou



chlazený.

Vnitřní průměr trubky, d_{vn}

$$d_{vn} = d - 2 \cdot l_{stěny} \quad (3.4.12)$$

Kde:

d Vnější průměr trubky $[m]$

$l_{stěny}$ Tloušťka stěny trubky $[m]$

$$d_{vn} = 0,035 - 2 \cdot 0,0026$$

$$d_{vn} = 0,0298 \quad [m]$$

Vnitřní plocha trubky, $S_{vn,tr}$

$$S_{vn,tr} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (3.4.13)$$

Kde:

$$d \quad \text{Vnější průměr trubky} \quad [m]$$

$$S_{vn,tr} = \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4}$$

$$S_{vn,tr} = 0,000697 \quad [m^2]$$

Počet trubek ve výměníku, n_t

$$n_t = \frac{S_{vz}}{S_{vn,tr}} \quad (3.4.14)$$

Kde:

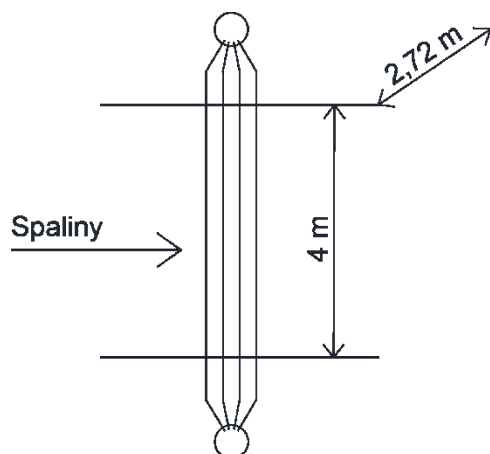
$$S_{vz} \quad \text{Průtočný průřez vzduchu, viz (3.4.10)} \quad [m^2]$$

$$S_{vn,tr} \quad \text{Vnitřní plocha trubky, viz (3.4.14)} \quad [m^2]$$

$$n_t = \frac{0,203}{0,000697}$$

$$n_t = 290,34 \Rightarrow n_t = 291 \quad [1]$$

Nyní, když známe počet trubek, volíme počet trubek v jednom svazku. Dále také volíme počet svazků v jedné části výměníku a to v počtu dva svazky na jeden díl výměníku. V jednom svazku bude tedy trubek 144 trubek. Volíme rozložení trubek do čtyř řad, tedy 36 trubek v jedné řadě. Dalším voleným parametrem je šířka spalínového kanálu s_k .



Obrázek 3.4.5 jeden svazek dílu výměníku s rozměry

$$s_k = 2,72 \quad [m]$$

$$n_{tr1sv} = 144 \quad [1]$$

Průtočný průřez spalin na 1m, S_{sp1m}

$$S_{sp1m} = s_k - n_{tr,řada} \cdot d \quad (3.4.15)$$

Kde:

$$s_k \quad \text{Šířka spalínového kanálu} \quad [m]$$

$$n_{tr,řada} \quad \text{Počet trubek v jedné řadě} \quad [1]$$

$$d \quad \text{Vnější průměr trubky} \quad [m]$$

$$S_{sp1m} = 2,72 - 36 \cdot 0,035$$

$$S_{sp1m} = 1,46 \quad [m]$$

Výška spalínového kanálu, v_{sk}

$$v_{sk} = \frac{S_{sp}}{S_{sp1m}} \quad (3.4.16)$$

Kde:

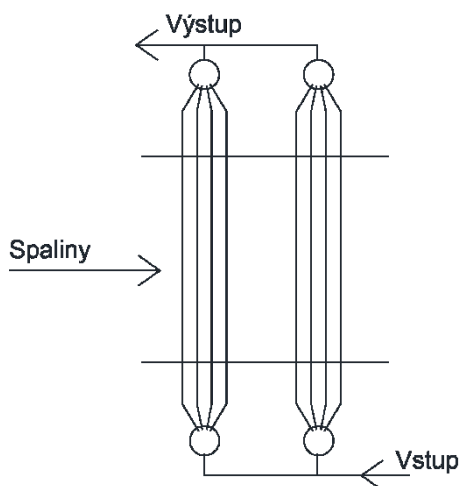
S_{sp} Průtočný průřez spalin, viz (3.4.11) $[m^2]$

S_{sp1m} Průtočný průřez spalin na 1m, viz (3.4.15) $[m]$

$$v_{sk} = \frac{5,83}{1,46}$$

$$v_{sk} = 3,995 \Rightarrow v_{sk} = 4 \quad [m]$$

Výhřevná plocha dvou svazků, S_{2sv}



Obrázek 3.4.6 – Skica jednoho dílu výměníku

$$S_{2sv} = n_{sv} \cdot n_{tr1sv} \cdot v_{sk} \cdot d \cdot \pi \quad (3.4.17)$$

Kde:

n_{sv} Počet svazků v jedné části výměníku $[1]$

n_{tr1sv} Počet trubek v jednom svazku $[1]$

v_{sk} Výška spalinového kanálu $[m]$

d Vnější průměr trubky $[m]$

$$S_{2sv} = 2 \cdot 144 \cdot 4 \cdot 0,035 \cdot \pi$$

$$S_{2sv} \doteq 127 \quad [m^2]$$

Výsledná hodnota plochy dvou svazků je klíčovou hodnotou pro celý návrh výměníku, jelikož je určujícím členem při výpočtu celkového počtu dílů v celém výměníku.

3.5 Výpočet přestupů tepla

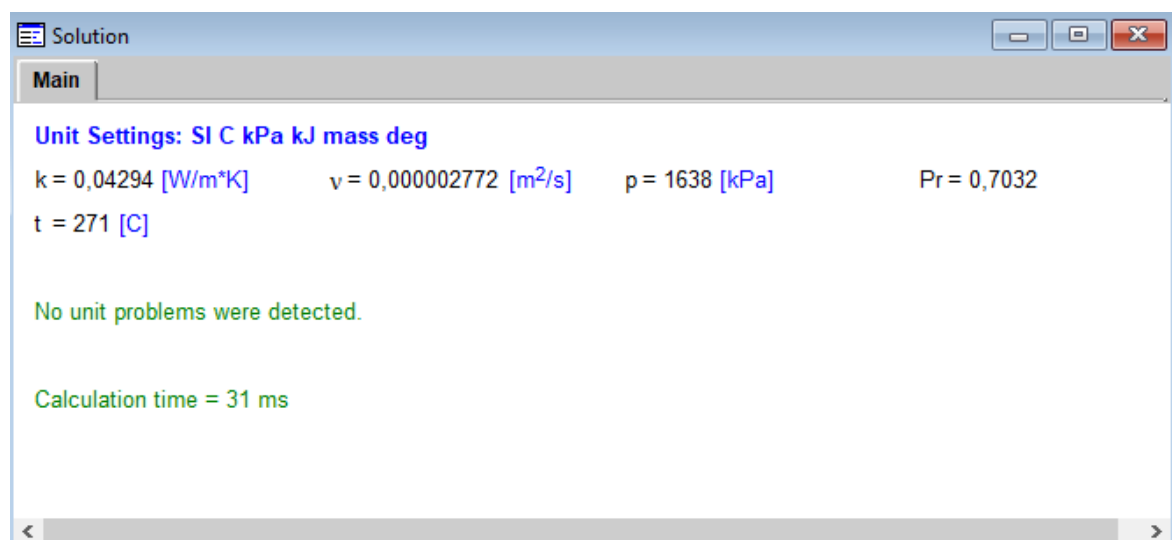
V kapitole výpočet přestupů tepla se budu zabývat výpočtem přestupů tepla, jak na straně vzduchu, tak na straně spalin. Přenos tepla vedení přes stěny trubky po konzultaci zanedbávám, jelikož s ohledem na tloušťku stěny trubky, by tento faktor měl v celkovém návrhu zcela minimální efekt

Reynoldsovo kritérium pro vzduch, Re_{vz}

$$Re_{vz} = \frac{w_{vz} \cdot d_{vn}}{\nu_{vz}} \quad (3.5.1)$$

w_{vz} Rychlost vzduchu uvnitř trubky, viz (3.4.8) $[m \cdot s^{-1}]$

d_{vn} Vnitřní průměr trubky, viz (3.4.12) $[m]$



Obrázek 3.5.1 – Parametry vzduchu při střední teplotě vzduchu

ν_{vz} Viskozita vzduchu, viz obrázek (3.5.1) $[m^2 \cdot s^{-1}]$

$$Re_{vz} = \frac{18 \cdot 0,00298}{0,000002772}$$

$$Re_{vz} = 193506 \quad [1]$$

Výsledná hodnota Reynoldsova kritéria převyšuje hranici 2320 a jedná se o proudění turbulentní. Vzhledem k této hodnotě můžu použít pro výpočet přestupu tepla následující vztah:

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{vn}} \cdot Re_{vz}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (3.5.3)$$

Neznáme však všechny potřebné hodnoty a musíme je dopočítat.

Opravný koeficient, C_t

$$C_t = \left(\frac{T_{stř,vz}}{T_s} \right)^{0,5} \quad (3.5.2)$$

Kde:

$T_{stř,vz}$ Střední teplota vzduchu ve výměníku [K]

T_s Teplota stěny [K]

$$C_t = \left(\frac{544}{573} \right)^{0,5}$$

$$C_t = 0.97 \quad [1]$$

Přestup tepla na straně vzduchu, α_{vz}

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{vn}} \cdot Re_{vz}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad (3.5.3)$$

Kde:

λ Vodivost, viz obrázek (3.5.1) [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

d_{vn} Vnitřní průměr trubky, viz (3.4.12) [m]

Re_{vz} Reynoldsovo kritérium, viz (3.5.1) [1]

Pr Prantlovo kritérium, viz obrázek (3.5.1) [1]

C_t Opravný koeficient, viz (3.5.2) [1]

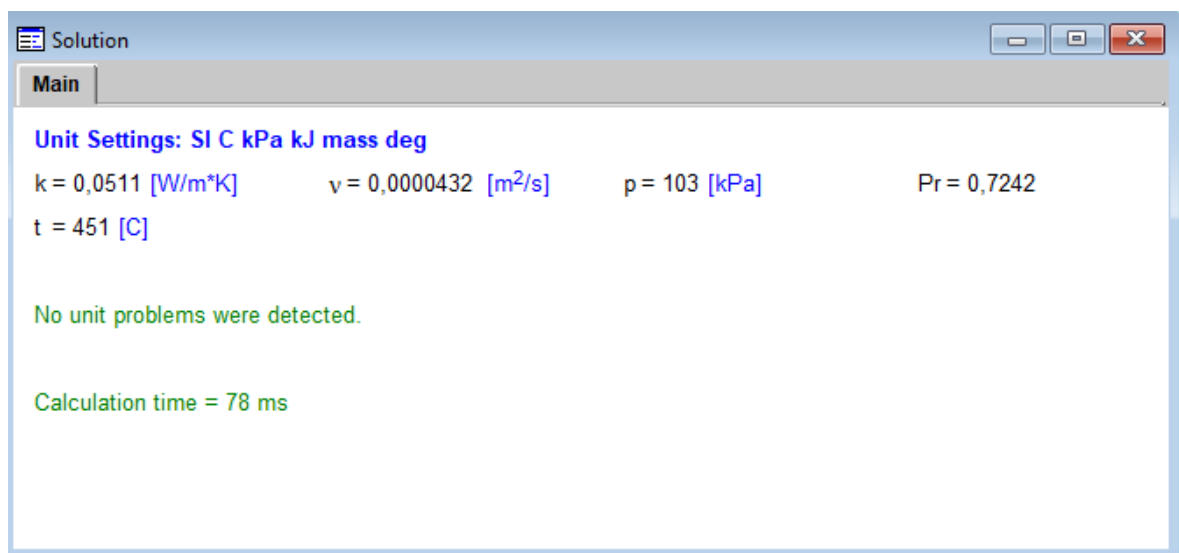
C_l Opravný koeficient, volím $C_l = 1$ [1]

C_m Opravný koeficient, volím $C_l = 1$ [1]

$$\alpha_{vz} = 0,023 \cdot \frac{0,04294}{0,0298} \cdot 193506^{0,8} \cdot 0,7032^{0,4} \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{vz} = 475,65 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

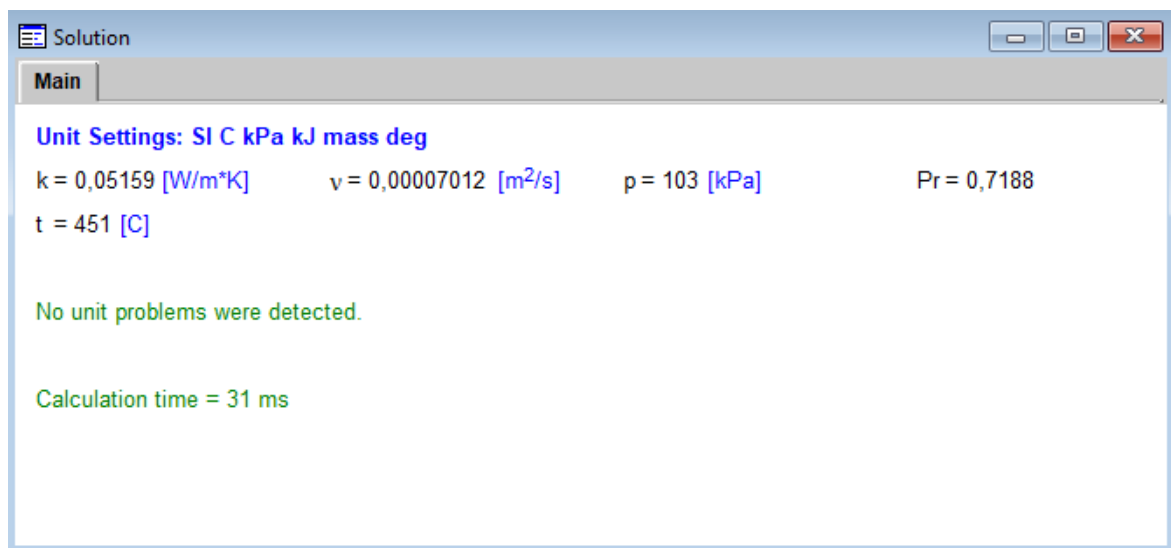
Hodnoty pro CO₂, dle EES, obrázek (3.5.2)



Obrázek 3.5.2 – Hodnoty CO₂

λ_{CO_2}	Vodivost CO ₂ , viz obrázek 3.5.2	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν_{CO_2}	Viskozita CO ₂ , viz obrázek 3.5.2	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Pr_{CO_2}	Prantlova konstanta pro CO ₂ , viz obrázek 3.5.2	[1]

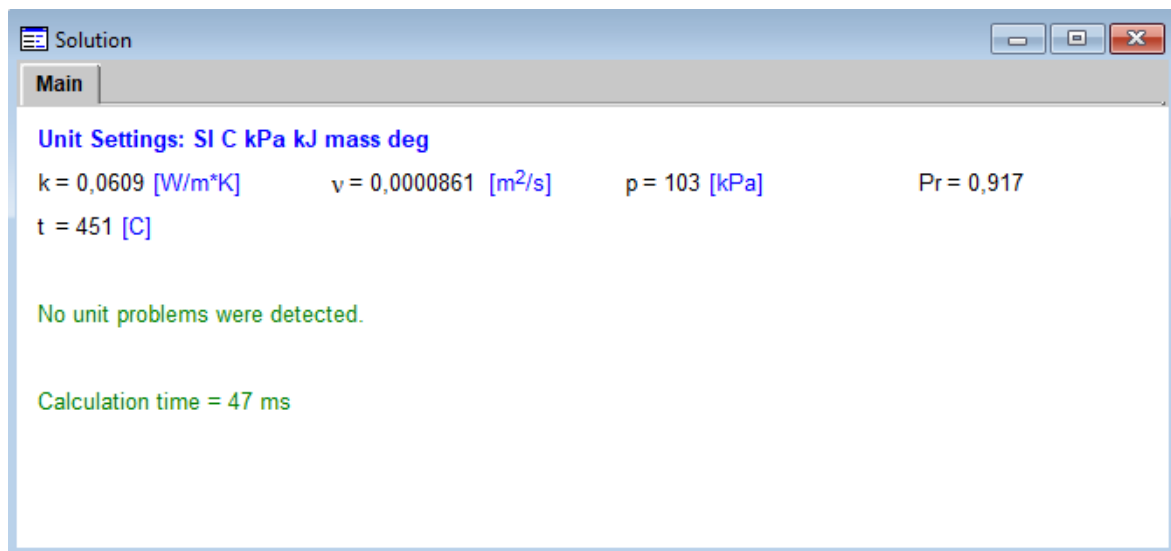
Hodnoty pro N₂, dle EES, obrázek (3.5.3)



Obrázek 3.5.3 – Hodnoty pro N_2

λ_{N_2}	Vodivost N_2 , viz obrázek 3.5.3	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν_{N_2}	Viskozita N_2 , viz obrázek 3.5.3	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
Pr_{N_2}	Prantlova konstanta pro N_2 , viz obrázek 3.5.3	[1]

Hodnoty pro H_2O , dle EES, obrázek (3.5.4)

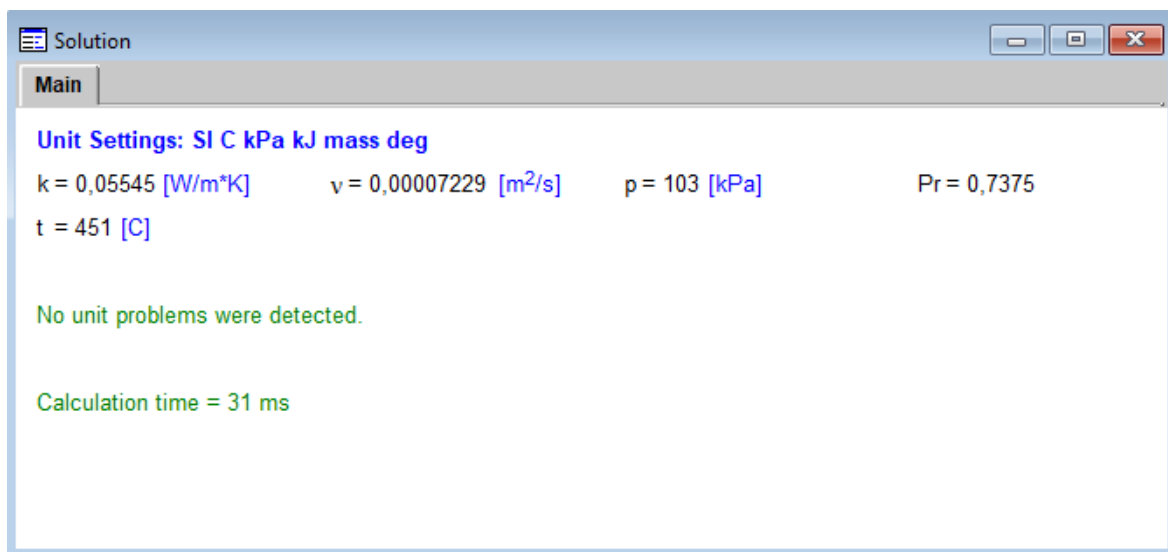


Obrázek 3.5.4 – Hodnoty H_2O

λ_{H_2O}	Vodivost H_2O , viz obrázek 3.5.4	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν_{H_2O}	Viskozita H_2O , viz obrázek 3.5.4	$[m^2 \cdot s^{-1}]$

Pr_{H_2O} Prantlova konstanta pro H_2O , viz obrázek 3.5.4

[1]

Obrázek 3.5.5 Hodnoty pro O_2 **Hodnoty pro O_2 , dle EES, obrázek (3.5.4)**

λ_{O_2}	Vodivost O_2 , viz obrázek 3.5.5	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
-----------------	------------------------------------	---------------------------------

ν_{O_2}	Viskozita O_2 , viz obrázek 3.5.5	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
-------------	-------------------------------------	----------------------

Pr_{O_2}	Prantlova konstanta pro O_2 , viz obrázek 3.5.5	[1]
------------	---	-----

Celková vodivost spalin, λ_c

$$\lambda_c = \lambda_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + \lambda_{N_2} \cdot C_{N_2} + \lambda_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + \lambda_{O_2} \cdot C_{O_2} \quad (3.5.4)$$

Kde:

λ_{CO_2}	Vodivost CO_2 , viz obrázek 3.5.2	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
------------------	-------------------------------------	---------------------------------

λ_{N_2}	Vodivost N_2 , viz obrázek 3.5.3	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
-----------------	------------------------------------	---------------------------------

λ_{H_2O}	Vodivost H_2O , viz obrázek 3.5.4	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
------------------	-------------------------------------	---------------------------------

λ_{O_2}	Vodivost O_2 , viz obrázek 3.5.5	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
-----------------	------------------------------------	---------------------------------

C_{CO_2}	koncentrace CO_2 ve spalinách, viz (3.1.15)	[1]
------------	---	-----

C_{N_2} koncentrace N_2 ve spalinách, viz (3.1.16) [1]

C_{H_2O} koncentrace H_2O ve spalinách, viz (3.1.17) [1]

C_{O_2} koncentrace O_2 ve spalinách, viz (3.1.18) [1]

$$\lambda_C = 0,0511 \cdot 0,0322 + 0,05159 \cdot 0,7626 + 0,0609 \cdot 0,0657 + 0,05545 \cdot 0,1395$$

$$\lambda_C = 0,052724 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Celková viskozita spalin, ν_C

$$\nu_C = \nu_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + \nu_{N_2} \cdot C_{N_2} + \nu_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + \nu_{O_2} \cdot C_{O_2} \quad (3.5.5)$$

Kde:

ν_{CO_2} Viskozita CO_2 , viz obrázek 3.5.2 $[m^2 \cdot s^{-1}]$

ν_{N_2} Viskozita N_2 , viz obrázek 3.5.3 $[m^2 \cdot s^{-1}]$

ν_{H_2O} Viskozita H_2O , viz obrázek 3.5.4 $[m^2 \cdot s^{-1}]$

ν_{O_2} Viskozita O_2 , viz obrázek 3.5.5 $[m^2 \cdot s^{-1}]$

C_{CO_2} koncentrace CO_2 ve spalinách, viz (3.1.15) [1]

C_{N_2} koncentrace N_2 ve spalinách, viz (3.1.16) [1]

C_{H_2O} koncentrace H_2O ve spalinách, viz (3.1.17) [1]

C_{O_2} koncentrace O_2 ve spalinách, viz (3.1.18) [1]

$$\nu_C = 0,0000432 \cdot 0,0322 + 0,00007012 \cdot 0,7626 + \\ + 0,0000861 \cdot 0,0657 + 0,00007229 \cdot 0,1395$$

$$\nu_C = 0,00007060528 \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

Prantlova konstanta spalin, Pr_c

$$Pr_c = Pr_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + Pr_{N_2} \cdot C_{N_2} + Pr_{H_2O} \cdot C_{H_2O} + Pr_{O_2} \cdot C_{O_2} \quad (3.5.6)$$

Kde:

Pr_{CO_2} Prantlova konstanta pro CO_2 , viz obrázek 3.5.2 [1]

Pr_{N_2} Prantlova konstanta pro N_2 , viz obrázek 3.5.3 [1]

Pr_{H_2O} Prantlova konstanta pro H_2O , viz obrázek 3.5.4 [1]

Pr_{O_2} Prantlova konstanta pro O_2 , viz obrázek 3.5.5 [1]

C_{CO_2} koncentrace CO_2 ve spalinách, viz (3.1.15) [1]

C_{N_2} koncentrace N_2 ve spalinách, viz (3.1.16) [1]

C_{H_2O} koncentrace H_2O ve spalinách, viz (3.1.17) [1]

C_{O_2} koncentrace O_2 ve spalinách, viz (3.1.18) [1]

$$Pr_c = 0,7242 \cdot 0,0322 + 0,7188 \cdot 0,7626 + 0,917 \cdot 0,0609 + 0,7375 \cdot 0,1395$$

$$Pr_c = 0,7301 \quad [1]$$

V tento moment známe všechny potřebné hodnoty pro výpočet Reynoldsova čísla

Reynoldsovo číslo spalin, Re_{sp}

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot d}{\nu_c} \quad (3.5.7)$$

Kde:

w_{sp} Rychlost spalin, viz (3.4.9) [$m \cdot s^{-1}$]

d Vnější průměr trubky [m]

ν_c Celková viskozita spalin, viz (3.5.5) [$m^2 \cdot s^{-1}$]

$$Re_{sp} = \frac{14,7 \cdot 0,035}{0,00007060528}$$

$$Re_{sp} = 7287 \quad [1]$$

Tak jako u výpočtu Reynoldsova čísla vzduchu vyšla hodnota proudění turbulentní, tak obdobný výsledek nám vyšel zde. Jedná se sice o číslo o dva řády menší, ale je to pořád hodnota turbulentního proudění, což je pro výměník velice dobré, jelikož laminární

proudění by obtékalo trubku velice dobře a tedy spaliny by nepředaly teplo vzduchu ve výměníku.

Příčná rozteč trubek, σ_1

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{d} \quad (3.5.8)$$

Kde:

s_1 Rozteč trubek v příčném směru [m]

d Vnější průměr trubky [m]

$$\sigma_1 = \frac{0,074}{0,035}$$

$$\sigma_1 = 2,14 \quad [1]$$

Podélná rozteč trubek, σ_2

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} \quad (3.5.9)$$

Kde:

s_2 Rozteč trubek v podélném směru [m]

d Vnější průměr trubky [m]

$$\sigma_2 = \frac{0,05}{0,035}$$

$$\sigma_2 = 1,43 \quad [1]$$

Poměrná úhlopříčná rozteč, σ'_2

$$\sigma'_2 = \sqrt{0,025 \cdot \sigma_1^2 \cdot \sigma_2^2} \quad (3.5.10)$$

Kde:

σ_1 Příčná rozteč trubek, viz (3.5.8) [1]

σ_2 Podélná rozteč trubek, viz (3.5.9) [1]

$$\sigma_2' = \sqrt{0,025 \cdot 2,14^2 \cdot 1,43^2}$$

$$\sigma_2' = 1,47 \quad [1]$$

Parametr ϕ_x

$$\phi_x = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 2} \quad (3.5.11)$$

Kde:

σ_1 Příčná rozteč trubek, viz (3.5.8) [1]

σ_2' Poměrná úhlopříčná rozteč, viz (3.5.10) [1]

$$\phi_x = \frac{2,14 - 1}{1,47 - 2}$$

$$\phi_x = 2,43 \quad [1]$$

Korekční součinitel, C_s

$$C_s = 0,275 \cdot \phi_x^{0,5} \quad (3.5.12)$$

Kde:

ϕ_x Parametr [1]

$$C_s = 0,275 \cdot 2,43^{0,5}$$

$$C_s = 0,429 \quad [1]$$

Přestup tepla na straně spalín, α_{sp}

$$\alpha_{sp} = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\lambda_c}{d} \cdot Re_{sp}^{0,6} \cdot Pr_c^{0,33} \quad (3.5.13)$$

Kde:

C_s	Korekční součinitel, viz (3.5.12)	[1]
C_z	Korekční součinitel ^[1] , volím 1	[1]
λ_c	Celková vodivost spalin, viz (3.5.4)	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
d	Vnější průměr trubky	$[m]$
Re_{sp}	Reynoldsovo číslo spalin, viz (3.5.7)	[1]
Pr_c	Prantlova konstanta spalin, viz (3.5.6)	[1]

$$\alpha_{sp} = 0,429 \cdot 1 \cdot \frac{0,052724}{0,035} \cdot 7287^{0,6} \cdot 0,7301^{0,33}$$

$$\alpha_{sp} = 121,45 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla, k

Volím vztah ze skript ^[1], který je platný pro trubkové ohříváky vzduchu a je následující:

$$k = \frac{\alpha_{sp} \cdot \alpha_{vz}}{\alpha_{sp} + \alpha_{vz}} \cdot \xi \quad (3.5.14)$$

Kde:

α_{vz}	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu, viz (3.5.3)	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
α_{sp}	Součinitel přestupu tepla na straně spalin, viz (3.5.13)	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
ξ	Koeficient zanášení, volím 1. Hodnotu jedna jsem zvolil z důvodu, že turbína spaluje zemní plyn a navíc je za turbínou filtr spalin, tedy k zanášení teplosměnných ploch zde nedochází. ^[1]	[1]

$$k = \frac{121,45 \cdot 475,65}{121,45 + 475,65}$$

$$k = 96,74 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Teplotní logaritmický spád, ΔT_{log}

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_v - \Delta T_m}{\ln\left(\frac{\Delta T_v}{\Delta T_m}\right)} \cdot \psi \quad (3.5.15)$$

Pro výpočet teplotního logaritmického spádu potřebujeme znát veličiny ΔT_m , ΔT_v , ψ .

$$\Delta T_m = t_{sp1} - t_{vz2} \quad (3.5.16)$$

Kde:

t_{sp1} Teplota spalin na výstupu z výměníku $[^{\circ}\text{C}]$

t_{vz2} Teplota vzduchu na výstupu z výměníku $[^{\circ}\text{C}]$

$$\Delta T_m = 562 - 399,5$$

$$\Delta T_m = 162,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta T_v = t_{sp2} - t_{vz1} \quad (3.5.17)$$

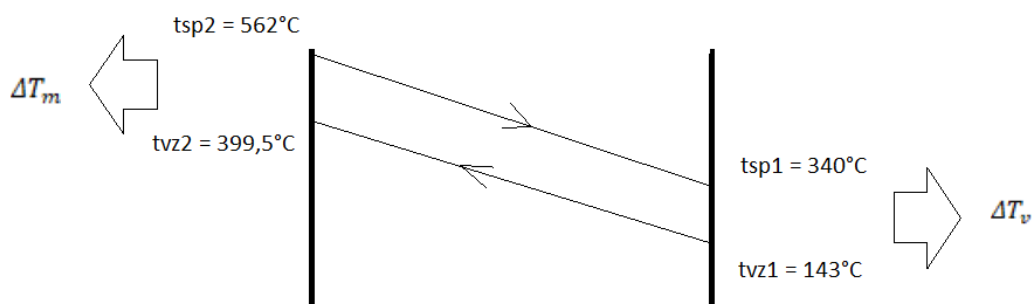
Kde:

t_{sp2} Teplota spalin za výměníkem $[^{\circ}\text{C}]$

t_{vz1} Teplota vzduchu na vstupu do výměníku $[^{\circ}\text{C}]$

$$\Delta T_v = 340 - 143$$

$$\Delta T_v = 197 \quad [^{\circ}\text{C}]$$



Obrázek 3.5.6 – Průběh teplot ve výměníku vzduchu

Koeficienty P, R

Tyto koeficienty jsou potřeba k určení celkového parametru Ψ , který je dále nutný pro výpočet teplotního logaritmického spádu.

$$P = \frac{\Delta T_m}{t_{sp1} - t_{vz1}} \quad (3.5.18)$$

Kde:

ΔT_m Rozdíl teplot, viz (3.5.16) [$^{\circ}C$]

t_{sp1} Teplota spalin před výměníkem [$^{\circ}C$]

t_{vz1} Teplota vzduchu na vstupu do výměníku [$^{\circ}C$]

$$P = \frac{162,5}{562 - 143}$$

$$P = 0,388 \quad [1]$$

$$R = \frac{t_{vz2} - t_{vz1}}{t_{sp1} - t_{sp2}} \quad (3.5.19)$$

Kde:

t_{sp1} Teplota spalin před výměníkem [$^{\circ}C$]

t_{sp2} Teplota spalin za výměníkem [$^{\circ}C$]

t_{vz1} Teplota spalin na vstupu do výměníku [$^{\circ}C$]

t_{vz2} Teplota vzduchu na výstupu z výměníku [$^{\circ}C$]

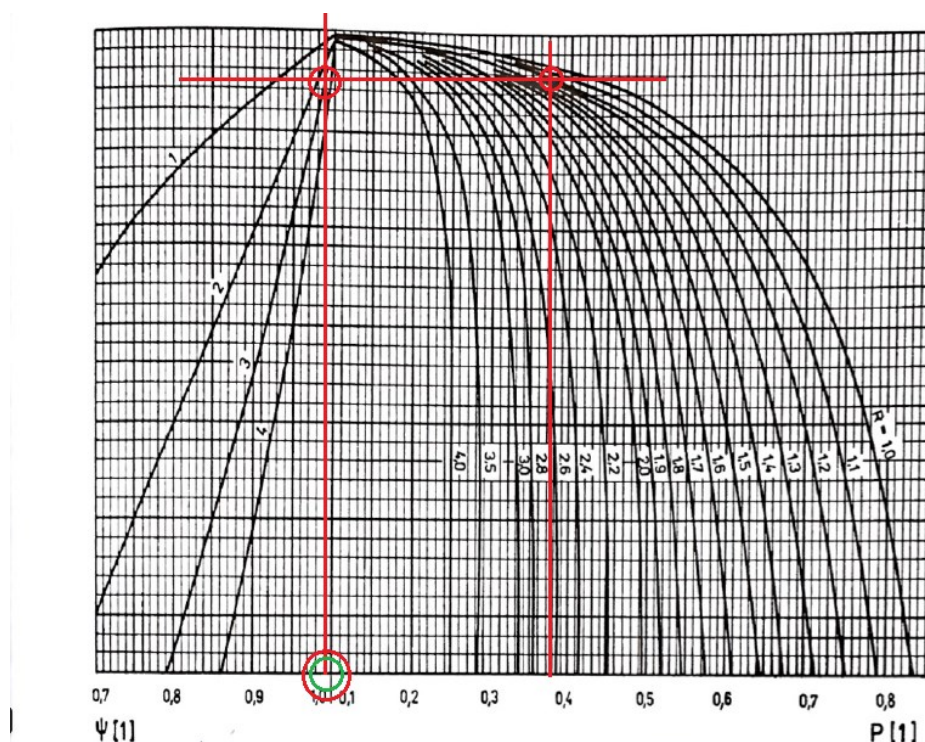
$$R = \frac{399,5 - 143}{562 - 340}$$

$$R = 1,16$$

[1]

Nyní
když
známe
koeficient
y P, R
můžeme
z diagra-
mu [1],
hodnotu
součinitel
e Ψ

Z
diagramu
můžeme



Obrázek 3.5.7 – Diagram koeficientu Ψ [1]

vyčíst, že hodnota $\Psi = 0,99$ a můžeme vypočíst Teplotní logaritmický spád ΔT_{log}

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_V - \Delta T_m}{\ln\left(\frac{\Delta T_V}{\Delta T_m}\right)} \cdot \Psi \quad (3.5.15)$$

Kde:

ΔT_V Teplotní rozdíl, viz (3.5.17) [°C]

ΔT_m Teplotní rozdíl, viz (3.5.16) [°C]

Ψ Koeficient, viz obrázek 3.5.6 [1]

$$\Delta T_{log} = \frac{197 - 162,5}{\ln\left(\frac{197}{162,5}\right)} \cdot 0,99$$

$$\Delta T_{log} = 177,4 \quad [1]$$

Výpočet teplosměnné plochy výměníku S_{total}

$$Q = k \cdot S_{total} \cdot \Delta T_{log} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow S_{total} = \frac{Q}{k \cdot \Delta T_{log}} \quad (3.5.16)$$

Kde:

Q Výkon výměníku, viz (3.3.1) $[W]$

k Součinitel přestupu tepla, viz (3.5.14) $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$

ΔT_{log} Teplotní logaritmický spád, viz (3.5.15) $[1]$

$$S_{total} = \frac{10287700}{94,74 \cdot 177,4}$$

$$S_{total} = 599,42 \quad [m^2]$$

Nyní známe-li celkovou teplosměnnou plochu, můžeme vypočítat celkový počet jednotlivých dílů výměníku

Celkový počet kusů výměníku, n_{celk}

$$n_{celk} = \frac{S_{total}}{S_{2sv}} \quad (3.5.17)$$

Kde:

S_{2sv} Výhřevná plocha dvou svazků, viz (3.4.17) $[m^2]$

S_{total} Teplosměnná plocha výměníku, viz (3.5.16) $[m^2]$

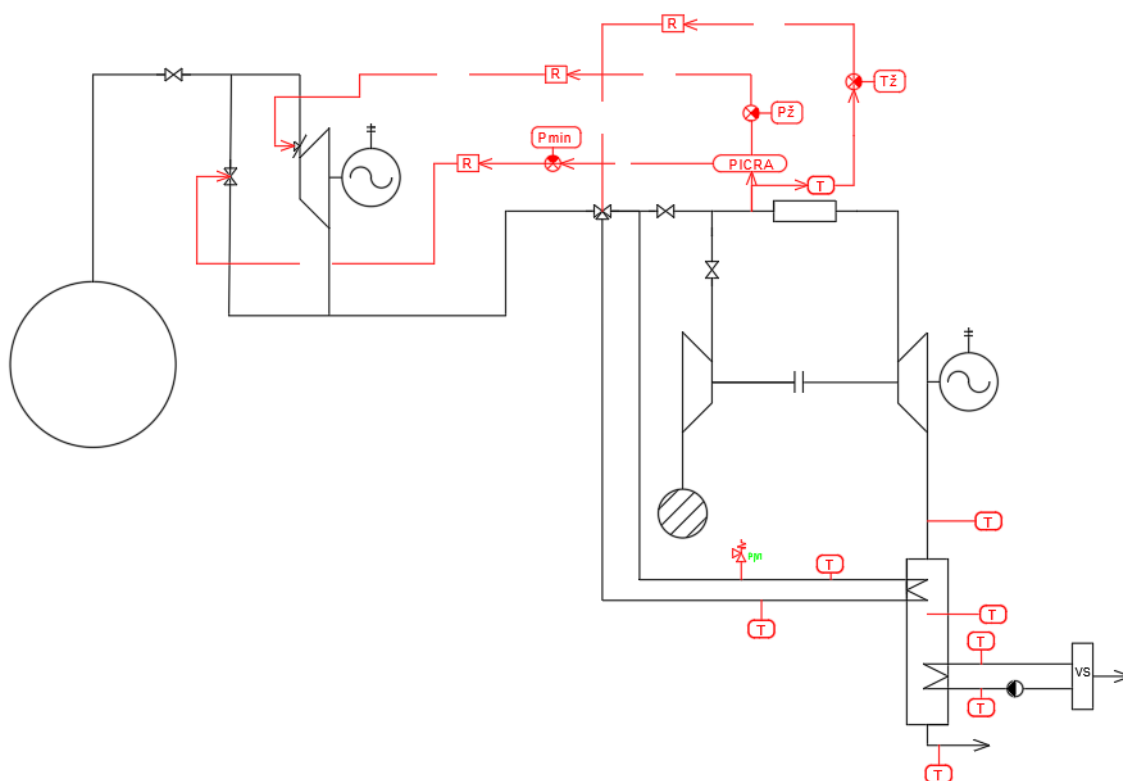
$$n_{celk} = \frac{599,42}{127}$$

$$n_{celk} = 4,71 \Rightarrow 5 \quad [1]$$

Celkový počet dvousvazkových dílů výměníku je 5.

4. Návrh regulace přehřevu

Tato kapitola se zabývá regulací výměníku vzduchu, resp. parametrů, především teploty vzduchu a tlaku vzduchu. Důvodem proč je třeba regulace a regulačních obvodů v systému EC CAES s kogenerační jednotkou, je že spalovací turbína potřebuje mít na



Obrázek 4.1 – Schéma regulace

vstupu stále stejné parametry spalovacího vzduchu, jinak jí rapidně klesá účinnost.

Prvním druhem regulace je regulace tlaku spalovacího vzduchu. Principiálně se jedná o jednoduché řešení, jelikož mohou nastat pouze dva stavy.

Prvním z nich je nízký tlak spalovacího vzduchu. Jelikož měříme tlak vzduchu na vstupu do spalovací turbíny, resp. její spalovací komory, zjistíme pomocí snímače, že došlo k jeho poklesu a ke změně regulační odchylky. Regulátor tedy otevře ventil bypassu. Jelikož vzduch před expanzní turbínou má vyšší tlak, tak vpuštěním toho vzduchu s vyšším tlakem do systému, dojde k vyrovnaní tlaků.

Dalším problémem může být naopak tlak vysoký, zde je řešení podstatně jednodušší. Expanzní turbína má na vstupu otáčivé lopatky, které zajistí, že na výstupu z expanzní turbíny bude mít nižší požadovaný tlak a tedy dojde opět k vyrovnání tlaků.

Další regulace spočívá v regulaci teploty, jelikož vzduch na vstupu do spalovací komory musí mít také příslušnou teplotu. Pokud bude teplota vyšší, než požadovaná, regulátor otevře trojcestný ventil a dojde ke smíšení vzduchu s vyšší než žádanou teplotou a vzduchem s nižší teplotou na požadovanou teplotu.

5. Závěr

Výsledkem této diplomové práce bylo vypočíst a navrhnout výměník ohříváný spaliny ze spalovací turbíny a chlazený vzduchem, který slouží jako spalovací vzduch ve spalovací turbíně v systému akumulace elektrické energie EC CAES.

Počáteční část diplomové práce se zabývá způsoby akumulace elektrické energie v dnešní době. Detailněji se práce věnuje problematice CAES, konkrétně EC CAES s kogenerační jednotkou – spalovací turbínou.

V další části, která se již věnuje výpočtu samotného výměníku, byl proveden stochiometrický výpočet, dle daných zadaných hodnot. Z těchto hodnot bylo možno vypočíst výkon výměníku, jehož výsledná hodnota je 10 287,7 KW.

Pro návrh byl zvolen výměník trubkový, s protiproudým prouděním vzduchu uvnitř trubek. Materiál trubek musel respektovat tepelné namáhání, jelikož, v době, kdy systém EC CAES není ve vybíjecím režimu, musí trubky odolat teplotu okolních spalin o teplotě 562°C. Právě proto byl zvolen materiál 14MoV6-3 (15128).

Pro další návrh výměníku, bylo nutné zjistit výslednou teplotu spalin za výměníkem, jejíž výsledná hodnota je 340°C. Pro výpočet této metody byl použit matematický model, jelikož výpočet musel respektovat fakt, že součástí vzorce byla také měrná tepelná kapacita, jejíž hodnota se mění v závislosti na teplotě.

Jako další část diplomové práce byl samotný konstrukční návrh výměníku. Pro tyto potřeby byla zvolena trubka průměru 35mm a tloušťce stěny 2,6mm. Volena byla také rozteč trubek, příčná 74mm a podélná 50mm. Jako neoptimálnější konstrukční varianta se jevílo zapojení výměníků ve formě dvou svazků. Každý svazek obsahoval čtyři řady trubek. V každé řadě bylo navrženo trubek 36.

Z těchto parametrů byla vypočtena šířka spalinového kanálu 2,72m a jeho výška 4m. Po výpočtu přestupů tepla na straně spalin a na straně vzduchu bylo stanoven počet dílů výměník na 5.

V návrhu výměníku bylo zahrnuto několik dalších faktorů, například možnost jeho opravy, kde vedle každého svazku je navržen průlez o průměru 400mm, pro případ poruchy a následné opravy v místě jejího vzniku. Dále bylo zohledněna tepelná dilatace, kde před každým dílem výměníku byla navržena dilatační spára o šířce 80mm po celém obvodu spalinového kanálu. Jako další byla navržena tepelná izolace o tloušťce 200mm po

celé délce spalínového traktu, aby bylo zamezeno tepelným ztrátám. Všechny tyto řešení jsou zaznamenány na výkresu.

Při provozu spalovací turbíny musí mít přiváděný vzduch stále konstantní tlak a teplotu. Byla navržena regulace systému EC CAES. Při poklesu tlaku, dojde ke změně regulační odchylky. Samotná regulace je provedena tzv. by-passem, jenž odebere část vzduchu z vzduchojemu a pustí jej pomocí armatur do potrubí se spalovacím vzduchem, dokud zde nenastane požadovaný tlak vzduchu.

Naopak pokud bude tlak příliš velký, tak na vstupu do expanzní turbíny se otáčivé lopatky na vstupu do turbíny se nastaví tak, aby výsledný tlak za expanzní turbínou byl nižší a nedošlo k nárůstu tlaku. Poslední navrženou regulací byla regulace teploty, jež, pokud je vyšší, než žádaná, tak regulátor pošle signál na trojcestný ventil a ten se otevře tak, aby smíšením teplého a studenějšího vzduchu, vznikl vzduch o teplotě požadované.

Závěrem možno konstatovat, že navržený výměník vzduchu prokázal reálnost této koncepce ^[12], s tím, že je dále třeba optimalizovat návrh z hlediska provedení na straně spalín a vzduchu, tlakových ztrát a také z hlediska opravitelnosti. Tento výpočet by byl proveden programem pro pásmový výpočet. Alternativně lze také uvažovat o koncepci paralelních kanálů pro ohřev vzduchu a vody, za použití oceli ze stejného materiálu 14MoV6-3 (15128).

Použitá literatura:

- [1] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
- [2] VILIMEC, Ladislav. Řízení a regulace energetických zařízení. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5.
- [3] Patrick Johnson, ASSESSMENT OF COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE SYSTEM (CAES), poslední změna 10.5.2014 [online].[cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <https://scholar.utc.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1130&context=theses>
- [4] H&I Trading Company, [online]. Dostupné z: http://www.nefit.cz/nibe_ti.htm
- [5] Střední škola technická a zemědělská Nový Jičín Spouštěcí akumulátory, funkce, druhy, vlastnosti, zásady údržby a péče o akumulátory. [online]. Dostupné z: http://www.tznj.cz/uploads/ucebnice_top1/files/03.html
- [6] Vodní elektrárny - mikro, malé i velké - druhy, principy, provedení | Automatizace.HW.cz. Automatizace.HW.cz | Elektronika v automatizaci [online]. Copyright © 1997 [cit. 13.1.2018]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/clanek/2006121301>
- [7] Compressed Air Energy Storage, Haisheng Chen, Xinjing Zhang, Jinchao Liu and Chunqing Tan, Submitted: Přepřacováno 8.8.2012: Vydáno: 23.1. 2013 DOI: 10.5772/52221
- [8] ADELE – ADIABATIC COMPRESSED-AIR ENERGY STORAGE FOR ELECTRICITY SUPPLY [online]. Copyright © [cit. 20.05.2018]. Dostupné z: <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/391748/data/235554/1/rwe-power-ag/press/company/Brochure-ADELE.pdf>
- [9] Figure 5. Schematic layout of CAES plant at McIntosh, Alabama, U.S. | Scientific Diagram. ResearchGate | Share and discover research [online]. Copyright © ResearchGate [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schematic-layout-of-CAES-plant-at-McIntosh-Alabama-US_fig4_275032718
- [10] Experimental investigation on the effect... (PDF Download Available). ResearchGate | Share and discover research [online]. Copyright © ResearchGate [cit. 20.05.2018]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/275032718_Experimental_investigation_on_the_effect_of_phase_change_materials_on_compressed_air_expansion_in_CAES_plants?_

sg=dfijV73CTVgb4af3NZLtwJxKyR1C83F_lfvNvbP7zUFfadKpdWdtm64fk4Bgiui3B_dPs
BP1Q

[11] Tesla switches on giant battery to shore up Australia's grid - Moneyweb. Moneyweb - Business, Financial and Investment news and tools [online]. Copyright © 2017 Moneyweb Holdings Ltd. All Rights Reserved. [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <https://www.moneyweb.co.za/news/tech/tesla-switches-on-giant-battery-to-shore-up-australias-grid/>

[12] Vilimec, Konvička, Způsob a zařízení pro výrobu el. Energie s využitím akumulace médií, PV, 2018-26, 171.18

[13] Hammerbauer, Akumulátory NiFe, NiCd, Zápodečeská univerzita v Plzni. [online] [cit. 12.01.2018].. Dostupné z: www.malavoda.cz/akum_nife_nicd.pdf

Seznam obrázků	strana
Obrázek.1 - Schéma bojleru	14
Obrázek. 1.2- Pb akumulátor	15
Obrázek 1.3- NiCd akumulátor	16
Obrázek 1.4- Li-on baterie v Austrálii	17
Obrázek 1.5 - Schéma přečerpávací vodní elektrárny	18
Obrázek 2.1- CAES	20
Obrázek 2.2 -CAES s využitím energie spalín	21
Obrázek 2.3 - EC- CAES – schéma	22
Obrázek 2.4 - CAES huntorf	24
Obrázek 2.5 - CAES McIntosh	25
Obrázek 2.6 - AA CAES Adele	26
Obrázek 3 – základní schéma výměníku	27
Obrázek 3.1 – parciální tlaky	30
Obrázek 3.1.2 – Objemová koncentrace spalín	36
Obrázek 3.2.1 – entalpie vzduchu	40
Obrázek 3.2.2 – Entalpie vzduchu	40
Obrázek 3.4.1 – Obtok spalín	47
Obrázek 3.4.1 – Obtok spalín	47
Obrázek 3.4.3 – Objem vzduchu při daných podmínkách	48
Obrázek 3.4.4 – Trubky výměníku a jejich rozteče	52
Obrázek 3.4.5 - jeden svazek dílu výměníku s rozměry	53
Obrázek 3.4.6 – Skica jednoho dílu výměníku	55
Obrázek 3.5.1 – Parametry vzduchu při střední teplotě vzduchu	56
Obrázek 3.5.2 – Hodnoty CO ₂	58
Obrázek 3.5.3 – Hodnoty pro N ₂	58
Obrázek 3.5.4 – Hodnoty H ₂ O	59
Obrázek 3.5.5 - Hodnoty pro O ₂	60
Obrázek 3.5.6 – Průběh teplot ve výměníku vzduchu	66
Obrázek 3.5.7 – Diagram koeficientu Ψ	66
Obrázek 4.1 – Schéma regulace	70

Přílohy:

Příloha č.1 – Spalinový kanál

Příloha č.2 – P D schéma

Příloha č.3 – Matematický model